

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
ESCUELA POLITECNICA SUPERIOR
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



PROYECTO FIN DE CARRERA

INGENIERÍA INDUSTRIAL SUPERIOR

**Diseño y análisis preliminar de un
cabestrante en vehículo todoterreno**

AUTOR: Álvaro Julián Pecharromán Viñarás

DIRECTOR: Departamento de Ingeniería Mecánica

TUTOR: Eduardo Carmona Díaz

Leganés, Octubre de 2015

RESUMEN DEL PROYECTO

El presente proyecto tiene como objetivo el estudio, diseño y cálculo preliminar de un cabestrante instalado en un vehículo todoterreno. Se trata de diseñar un mecanismo de remolque formado principalmente por un motor, reductor, tambor, embrague, freno y unos ejes para transmitir el movimiento.

Este estudio surge como un primer acercamiento a las especificaciones de un mecanismo de elevación o remolque en el ámbito de los vehículos todoterreno, donde surgen necesidades concretas de espacio y adaptabilidad a todo tipo de situaciones.

En un primer capítulo se van a definir las características en cuanto a peso, medidas y potencia, así como los diferentes elementos que lo componen, además de los accesorios que pueden formar parte. Se incluirá un apartado de usos y aplicaciones con el fin de clarificar el objetivo final del mecanismo diseñado, así como un apartado de seguridad con las medidas a ejecutar para un uso adecuado. Todo ello se ha obtenido a partir de un estudio de los principales fabricantes de cabestrantes existentes en la actualidad, a través de sus páginas web y toda la información que albergan, así como sus patentes de las cuales se hace mención al final del capítulo

En un segundo capítulo nos adentramos en detalle en nuestro objeto de proyecto, identificando cada una de las partes a diseñar así como estableciendo sus características y métodos de cálculo.

El esquema a seguir para el cálculo de nuestro mecanismo es el siguiente: Se parte del peso del vehículo a remolcar y la velocidad de giro del tambor. Con esto, lo primero que diseñamos y calculamos son el cable y el tambor del cabestrante. Después se obtiene el diseño del embrague y del freno partiendo de los momentos torsores máximos soportados por el tambor. Ahora ya podemos calcular y dimensionar correctamente los ejes que conectan el reductor con el embrague, y el embrague con el tambor y freno respectivamente. A continuación pasamos a calcular el conjunto reductor de engranajes planetarios obteniendo la relación de transmisión. Y por último establecemos un motor que cumpla con las características en cuanto a velocidad de giro en rpm, potencia y par necesarias para el remolque de la carga inicial.

Para todos los diseños utilizaremos un software de diseño en 3D (NX 9.0) que permita una fácil visualización de cada uno de ellos.

Finalmente se presentan unas conclusiones sobre la elaboración y resultados del proyecto. Además se incluirán las líneas a seguir en trabajos futuros contemplando una posible introducción de nuestro diseño en el mercado.

ÍNDICE GENERAL

Índice

1.	INFORMACIÓN GENERAL CABESTRANTE	1
2	MEMORIA DESCRIPTIVA.....	29
3	MEMORIA DE CÁLCULOS	73
5	CONCLUSIONES.....	114
6	BIBLIOGRAFIA.....	116

Figuras

Figura 1.1: Cabestrante	1
Figura 1.2: Lista de marcas de cabrestantes.....	4
Figura 1.3: Logo Warn	4
Figura 1.4: Ficha técnica Zeon 10 (Warn)	5
Figura 1.5: Ficha técnica Tabor 10K (Warn)	6
Figura 1.6: Ficha técnica Patriot 6000 (Ramsey)	7
Figura 1.7: Ficha técnica Sec8 (Mile Marker)	8
Figura 1.8: Otros Logos marcas cabestrantes	9
Figura 1.9: Partes del winch.....	10
Figura 1.10: Partes del winch.....	10
Figura 1.11: Motor hidráulico cabestrante.....	11
Figura 1.12: Motor eléctrico de imán permanente.....	12
Figura 1.13: Motor eléctrico de rotor embobinado.....	12
Figura 1.14: Elementos instalación eléctrica cabestrante.....	17
Figura 1.15: Cabestrante con tapa de proección	18
Figura 1.16: Guía	18
Figura 1.17: Tapa guía.....	18
Figura 1.18: Eslingas.....	19
Figura 1.19: Grilletes	20
Figura 1.20: Poleas	20
Figura 1.21: Cables de extensión	21
Figura 1.22: Mando inalámbrico	21
Figura 1.23: Manta.....	21
Figura 1.24: Uso y manejo cabestrante	22
Figura 1.25: Utilización poleas.....	23
Figura 1.26: Patente US 4736929	27
Figura 1.27: Patente US 5261646 A	28
Figura 1.28: Patente US 6631886 B1	28
Figura 2.1: Elementos cabestrante NX 9.0.....	30
Figura 2.2: Acabado superficial.....	32
Figura 2.3: Factor de confiabilidad	34
Figura 2.4: Sensibilidad a la entalla	36

Figura 2.5: Coeficiente de forma	36
Figura 2.6: Kf con chaveteros	37
Figura 2.7: Curva de resistencia de fatiga de Goodman (tensiones normales).....	38
Figura 2.8: Curva de resistencia de fatiga de Goodman (tensiones cortantes).....	39
Figura 2.9: Engranajes planetarios	40
Figura 2.10: Rodamientos montaje O	46
Figura 2.11: Rodamientos montaje X.....	46
Figura 2.12: Vista explosionada embrague.....	48
Figura 2.13: Posiciones embrague	49
Figura 2.14: Carcasa 1 embrague.....	49
Figura 2.15: Carcasa 2 embrague.....	50
Figura 2.16: Membrana embrague.....	51
Figura 2.17: Cojinete de embrague	52
Figura 2.18: Disco de embrague.....	53
Figura 2.19: Compresión en el tambor.....	56
Figura 2.20: Ranuras en el tambor.....	58
Figura 2.21: Estructura cable	59
Figura 2.22: Cables de igual diámetro	60
Figura 2.23: Cable Seale	60
Figura 2.24: Cable Warrington.....	61
Figura 2.25: Cable Filler-wire.....	61
Figura 2.26: Torsión de los cables.....	62
Figura 2.27: Vista explosionada freno.....	69
Figura 2.28: Sistema de freno 1.....	70
Figura 2.29: Sistema de freno 2.....	70
Figura 3.1: Jeep Wrangler.....	73
Figura 3.2: Vista global cabestrante en NX 9.0	74
Figura 3.3: Vista lateral cabestrante en NX 9.0.....	74
Figura 3.4: Configuración cable Warrington-Seale.....	75
Figura 3.5: Tambor NX 9.0	78
Figura 3.6: Embrague vista 1 NX 9.0	83
Figura 3.7: Embrague vista 2 NX 9.0	83
Figura 3.8: Freno NX 9.0	85
Figura 3.9: Eje 1 NX 9.0	87

Figura 3.10: Fuerzas Plano XY Eje 1	88
Figura 3.11: Diagrama 1 momentos Eje 1.....	88
Figura 3.12: Fuerzas Plano XZ Eje 1	89
Figura 3.13: Diagrama 2 momentos Eje 1.....	89
Figura 3.14: Eje 2 NX 9.0	94
Figura 3.15: Fuerzas Plano XY Eje 2	95
Figura 3.16: Diagrama momentos Eje 2.....	95
Figura 3.17: Esquema transmisión engranaje planetario	100
Figura 3.18: Engranaje planetario NX 9.0.....	100
Figura 3.19: Engranaje planetario vista frontal NX 9.0	103
Figura 3.20: Equilibrio de fuerzas tangenciales engranaje planetario.....	105
Figura 3.21: Tren epicycloidal engranajes planetarios NX 9.0.....	107
Figura 3.22: Motor de jaula de ardilla	108
Figura 3.23: Motor NX 9.0	108
Figura 3.24: Rodamientos de rodillos cónicos NX 9.0.....	109
Figura 3.25: Rodamientos de rodillos cónicos eje 1	110
Figura 3.26: Rodamientos de rodillos cónicos eje 1	112

Tablas

Tabla 1.1: Ventajas e inconvenientes motores eléctricos e hidráulicos	13
Tabla 1.2: Consumo eléctrico Winch.....	16
Tabla 1.3: Resistividad materiales	17
Tabla 1.4: Selección de patentes registradas asociadas a cabestrantes para vehículos.	27
Tabla 2.1: Tipos de tensiones	31
Tabla 2.2: Factor de confiabilidad.....	34
Tabla 2.3: Perfil de la garganta.....	55
Tabla 2.4: Dimensiones ranurado tambor	58
Tabla 2.5: Resistencia de alambres.....	63
Tabla 2.6: Guía de determinación del tipo de la estructura del cable	65
Tabla 2.7: Determinación del coeficiente de seguridad	66
Tabla 2.8: Cables típicos	66
Tabla 3.1: Elección diámetro cable.....	75
Tabla 3.2: Relación diámetro tambor / diámetro de cable	77
Tabla 3.3: Obtención diámetros forro embrague	81

INFORMACIÓN GENERAL

Índice

1. Información general cabestrante	1
1.1. Definiciones básicas cabestrante	1
Características	1
Usos y aplicaciones	2
1.2. Ejemplos y principales fabricantes	4
Lista de marcas de cabestranes	4
1.3. Partes del winch.....	10
1.3.1. Motor	11
1.3.2. Sistema de engranajes	13
1.3.3. Tambor	14
1.3.4. Cable.....	15
1.3.5. Guías	15
1.4. Alimentación del cabestrante	16
1.4.1. Rendimiento del Winch, Tiempo de operación.....	16
1.4.2. Alimentación del cabrestante	16
1.5. ITV.....	17
Homologación:	18
1.6. Accesorios.....	19
1.7. Uso y manejo del winch	22
1.8. Seguridad en el winch	24
1.9. Elementos patentados	26

1. Información general cabestrante

1.1. Definiciones básicas cabestrante



Figura 1.1: Cabestrante

DEFINICION:

Un **cabrestante**, **cablestante**, **cabestrante** , **cabestante** o **árgano** es un dispositivo mecánico, compuesto por un rodillo o cilindro giratorio, impulsado bien manualmente o por un animal, o bien por una máquina, de vapor, eléctrica o hidráulica, unido el cilindro o rodillo a un cable, una cuerda o una maroma, que sirve para arrastrar, levantar y/o desplazar objetos o grandes cargas.

Los **malacates** (del náhuatl *malacatl*, huso, cosa giratoria) eran máquinas de tipo cabrestante, de eje vertical, muy usadas en las minas para extraer minerales y agua, que inicialmente tenían un tambor en lo alto del eje, y en su parte baja la, o las, varas a las que se enganchan las caballerías que lo movían. Posteriormente pasaron a utilizar energía eléctrica para mover un tambor horizontal y a estar en lo alto de una torre. Hoy en día se usa esta denominación para denominar a los cabrestantes en muchas partes de América Latina. [1]

Características

Consiste en un rodillo giratorio, alrededor del cual se enrolla un cable o una maroma, provocando el movimiento en la carga sujeta al otro lado del mismo. En los cabrestantes manuales, unas barras cruzadas en los extremos del cilindro giratorio permiten aplicar la fuerza necesaria. Son parte integral, entre otras cosas, del equipamiento náutico.

El cable puede ser de acero o un material sintético, como kevlar. El kevlar es más ligero y aguanta mejor los tirones, pero es menos resistente a las rozaduras durante el arrastre.

Usos y aplicaciones

La utilización de cabrestantes también está extendida a una gran variedad de labores industriales, entre las cuales se encuentra la minería. En minería los cabrestantes se emplean para la extracción de materiales y personal en jaulas o trenes de vagones procedentes del interior de la mina. En el caso de las jaulas, los cabrestantes se disponen en el castillete del pozo vertical, y permiten el izado de una jaula minera en vertical. En el caso de los trenes de vagones, los cabrestantes permiten tirar de los mismos mediante un cable de acero u otro dispositivo, rodando el tren de vagones por la superficie inclinada.

En todoterrenos se utilizan para engancharlos en algún árbol u otro vehículo, en caso de que no se pueda superar un obstáculo o haya quedado encallado.

A veces se usan cinchas de un material sintético para arrastrar vehículos, porque el cable de acero se degrada mucho con los tirones continuos debidos al arrastre.

Las cinchas se suelen utilizar para enrollarlas a un obstáculo que no se puede enganchar, como un árbol.

Otras aplicaciones de cabrestantes pueden ser el remonte de materiales a tolvas en las industrias cementera, metalúrgica y mineralúrgica, o el accionamiento de cadenas y cintas de producción en la industria.

Se utilizaron metidas en construcciones a modo de caseta y entre otros lugares; formaban parte de la red de saneamiento de Bilbao. Existen aún numerosas construcciones de este tipo en municipios como Guecho.

Hoy en día, malacate (*winch* en inglés) es un tambor que contiene enrollado un cable de acero, soportado por una base, que va fijado sobre una superficie fija, o bien sobre un vehículo. Es usado para arrastrar cargas, o, en el caso de vehículos, como ayuda para atravesar dificultades del terreno, o mover grandes pesos.

Una vez vistas las definiciones y características de un cabestrante en general, vamos a centrarnos en lo que va a ser nuestro objeto de estudio, que será un cabestrante sobre un vehículo todoterreno.

Un cabestrante se trata de una maquina muy versátil y de gran ayuda en múltiples tareas. Desde su instalación en la caja de un camión, pick-up, o remolque para subir las cargas, hasta su utilización en las competiciones off-road más extremas, pasando por su utilización en ATVs y vehículos de rescate.

Dado que la gran mayoría de cabrestantes que se venden en el mercado son de tipo eléctrico y mayoritariamente son instalados en vehículos todo terreno, a continuación describiremos los puntos más importantes para elegir un cabestrante de este tipo:

- Pesos y medidas

Las medidas del cabestrante son de vital importancia en aquellos casos en que el cabestrante vaya montado dentro del paragolpes o entre los largueros del chasis. También se debe considerar el espacio ocupado por la caja de relés (algunos los llevan integrados mientras que en otros casos van por separado). [10]

En caso de cabrestantes frontales también se debe considerar su ubicación de forma que afecte el mínimo posible a la refrigeración del motor.

El peso de un cabestrante suele estar entre 30kg y 50kg. Por lo tanto es interesante montarlo de forma que sobresalga lo mínimo del vehículo para no comprometer la estabilidad.

Debemos tener en cuenta que una vez instalado el cabestrante, el peso del vehículo con el depósito de combustible lleno y los 75 kg de cada ocupante no podrán superar las MMA por eje ni totales indicadas en la Tarjeta de ITV. Esto es de especial importante en vehículos pequeños y vehículos ya preparados donde se ha incrementado bastante el peso y vayan justos de MMA.

- Potencia, fuerza, y velocidad del cabestrante

En los cabrestantes eléctricos, la potencia la determina el motor. Las potencias más comunes para los motores a 12V de los cabrestantes actuales suelen ir desde unos 4HP (2,98kW) hasta unos 8HP (5,96kW). A la salida del cabestrante, la potencia útil será menor que estos valores debido a las pérdidas mecánicas por fricción en los engranajes de transmisión y resto de componentes.

La potencia entregada por el cabestrante también se puede medir como el producto de la fuerza transmitida por el cable por la velocidad del cable. En el mercado es habitual encontrar anuncios de cabrestantes muy económicos e incluso con motores de poca potencia capaces de tirar de cargas muy elevadas. Esto es debido a que se ha utilizado una relación de reducción muy elevada. Como resultado tendremos un cabestrante que nos podrá sacar de un apuro pero que encontraremos extremadamente lento si se le pretende dar un uso continuo. [10]

Para vehículos todo terreno se suele recomendar un cabestrante capaz de tirar 1,5 veces el peso de nuestro vehículo. Aunque no vayamos a colgar el vehículo del cabestrante (no está diseñado para este fin ni dispone de los medios de seguridad), en algunas situaciones puede ser necesaria esta fuerza de tiro. Un caso típico es un todo terreno con los ejes enterrados en el barro, pues este ofrece una gran resistencia al avance. La cuestión está en encontrar un buen equilibrio entre la fuerza de tiro del cabestrante, la velocidad del cable, y el peso del vehículo. No se recomienda sobrepasar la relación de 2 veces la MMA del vehículo ya que implica correr el riesgo de producir deformaciones permanentes a un bastidor que no está diseñado para soportar tales cargas.

Desde mi punto de vista, no es recomendable sobredimensionar un cabestrante para que dé más allá de 1,7 veces la MMA del vehículo, y en cambio sí buscar aquel que nos dé la mayor velocidad posible. En situaciones extremas siempre podremos recurrir a usar una polea de reenvío, doblando la fuerza de tiro a costa de disminuir la velocidad a la mitad.

Hay que tener en cuenta, que hay que calcular el peso del vehículo cuando está cargado con nuestro equipaje, herramientas, accesorios, etc.,

Tras introducirnos en las características básicas de los cabestrantes (winches) sobre un vehículo OffRoad o Todoterreno, vamos a ver las diferentes partes en las que se divide un cabestrante, y de los diferentes tipos que hay en la actualidad.

1.2. Ejemplos y principales fabricantes

En primer lugar vamos a ver varios ejemplos de winches así como las principales marcas de fabricantes.

Lista de marcas de cabestrantes

WARN	SUPERWINCH
RAMSEY	T-MAX
MILE MARKER	GOODWINCH

Figura 1.2: Lista de marcas de cabestrantes.

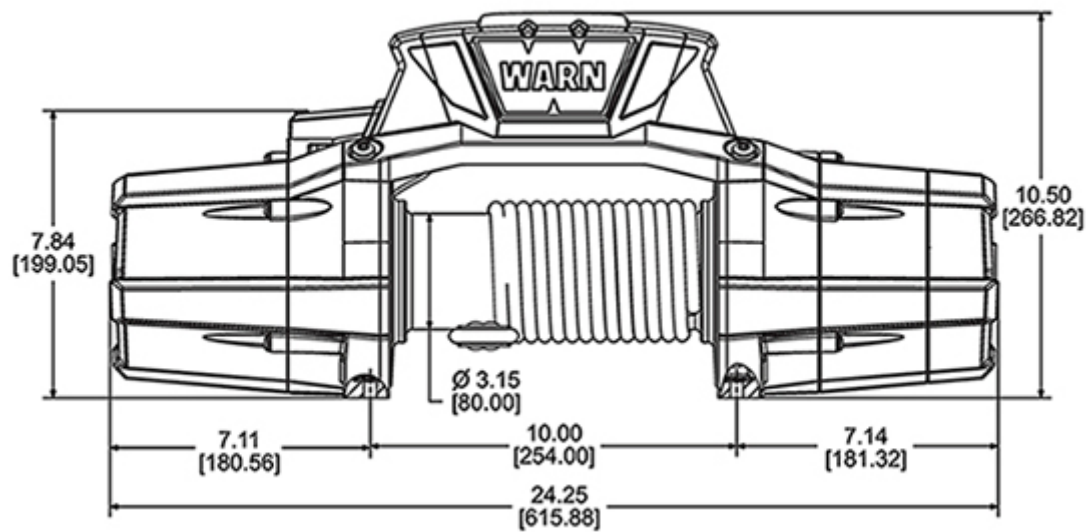


Figura 1.3: Logo Warn

Ofrece tanto winches como hoists (torno-grúa de rescate en helicóptero), y dentro de los winches divide en Jeep o ATV (quads, con demandas de tiro inferiores), además de numerosos accesorios y características y manuales a todo detalle.

Dentro de los cabestrantes para vehículo todoterreno tiene una amplia gama como sus “Ultimate Performance Series”, con una construcción robusta y alto rendimiento, con una capacidad de tiro de entre 8.000 y 12.000 lbs (≈ 3500 kg a 5500 kg), “Premium Series” con una alta durabilidad y fiabilidad, la “Tabor Series” diseñado para ofrecer el mejor valor de nivel de entrada, y las “Heavyweight Series” que resisten las cargas más pesadas con capacidades de tiro de 12.000 a 16.500 lbs (≈ 5500 kg a 7500 kg). [1]

Como ejemplos ilustraré el ZEON 10 Platinum



ZEON 10 Platinum ESPECIFICACIONES / NÚMERO DE PARTE

Número de pieza: 92830

Nominal tracción de cable: 10.000 libras. (4.536 kg) de una sola línea

Motor: 12V DC serie de heridas

Controles eléctricos: Contactador

Control remoto: inalámbrica avanzada

Geartrain: 3 etapas planetaria

Relación de transmisión: 162: 1

Embrague (enrollado manual): Rotación de engranaje de anillo

Freno: cono mecánico automático

Diámetro de tambor / Longitud: 3.15 "/9.0" (80mm / 229mm)

Cuerda: 3/8 "(9.52mm x 24.38m) de acero" x 80

Fairlead: Roller

Batería recomendada: 650 CCA mínimo para la izada

Cables de la batería: calibre 2, 72 "(1.83 m)

Acabado: capa del polvo satinado negro

12V DC especificaciones de rendimiento (primera capa de tambor)

Línea de tracción Lbs. (Kgs.)	Velocidad de línea FT. / min (M / min.)	Motor actual
0	44 (13,41)	55 amperios
2000 (910)	17,8 (5,42)	149 amperios
4000 (1810)	12 (3,65)	233 amperios
6000 (2720)	10,7 (3,26)	311 amperios
8000 (3630)	7,5 (2,28)	387 amperios
10000 (4536)	5,6 (1,7)	465 amperios

Figura 1.4: Ficha técnica Zeon 10 (Warn)

O el modelo TABOR 10K, con cable de acero.



TABOR 10K ESPECIFICACIONES / NÚMEROS DE PARTES

Modelo Winch: Tabor 10K

Número de parte: PN 88395 (12V)

Nominal tracción de cable: 10.000 libras (4.536 kg.) de una sola línea.

Motor: Herida 12V DC Series

Controles eléctricos: Solenoide

Control remoto: interruptor remoto, '(3,7 m) de plomo 12

Geartrain: 3-Etapa Planetaria

Relación de transmisión: 261: 1

Embrague (enrollado manual): Deslizar anillo del engranaje

Freno: Automática Cono Direct Drive

Diámetro del tambor / Longitud: 2.5 "/9.0" (6,4 cm / 23 cm)

Peso: 89 libras. (40,4 kg)

Wire Rope: 80 ', 3/8 "de diámetro (24 m, diámetro de 9,5 mm.)

Fairlead: Roller

Batería recomendada: 650 CCA mínimo para la izada

Cables de la batería: calibre 2, 72 "(1.83 m)

Acabado: Pintura en polvo

Especificaciones de rendimiento de 12 V DC (primera capa de tambor)

Línea de tracción Lbs. (Kgs.)	Velocidad de línea FT. / min (M / min.)	Motor actual	Tire a capa capa / lbs (Kgs.)
0	25,9 (7,8)	66 amperios	1/10000 (4536)
2000 (910)	13,0 (3,9)	160 amperios	2/8000 (3629)
4000 (1810)	9,6 (2,9)	247 amperios	3/7280 (3302)
6000 (2720)	7,1 (2,1)	332 amperios	4/6670 (3026)
8000 (3630)	5,0 (1,5)	417 amperios	5/6230 (2826)
10000 (4536)	2,3 (0,7)	502 amperios	

Figura 1.5: Ficha técnica Tabor 10K (Warn)



Otro de los líderes en el mercado en cuanto a la fabricación de cabestrantes hidráulicos y eléctricos. Divide sus productos por el tipo de engranaje y después ya si se trata de un winch o hoist, o si es eléctrico o hidráulico. También dispone de una gran variedad de productos, así como documentos y sugerencias de cómo elegir el winch adecuado para cada cliente. [3]

Como ejemplo de sus productos vamos a mostrar el modelo Patriot 6000. Con cable sintético.



ESPECIFICACIONES

<p>⚠ Tiro de línea nominal se basa en la primera capa de cable. Velocidad nominal línea se basa en la primera capa de cable sin carga.</p>	
Nominal línea de tracción	6000 Lbs / 2.720 Kg
Reductor	90: 1
Peso w / o cable	84 Lbs / 38 Kg
Dimensiones generales (L x W x H)	22,66 x 6,12 x 9,94 In / 576 x 156 x 252 MM
Freno	Sí
Cable	Cable
Tamaño del tambor (L x F x B)	9,00 x 2,50 x __ En / 228.6 x __ x 63,5 MM
Capacidad Cable	100,0 pies / 30,0 M
Tamaño recomendado por cable	En cuarto / 6.0 MM
Primera capa de velocidad de línea	45 ft / min / 13,7 m / min
Salida en el motor	5.5 HP
Tipo de motor	Herida Series
Voltaje	12V
Fairlead	Rodillo
Tipo de embrague	Cam Acción
Accionamiento del embrague	Manual

Figura 1.6: Ficha técnica Patriot 6000 (Ramsey)



Como ejemplo mostraremos el modelo SEC8 (ES) 8000lbs, con una alta velocidad de la línea, completamente sellado y sumergible y libre de corrosión. [7]



SEC8(es) PERFORMANCE:

LINE PULL		LINE SPEED		MOTOR CURRENT
lb	kg.	fpm	mpm	amps @ 12 V
0	0	26	7.9	95
2000	907	20	6	175
4000	1814	14	4.3	240
6000	2722	12	3.8	295
8000	3629	10.8	3.3	370

SEC8(es) PRODUCT SPECIFICATIONS:

Part Number	77-50141W
Rated line pull	8000 lbs (3629 Kg)
Gear Train	3 Stage Planetary
Gear Ratio	152:1
Motor	Series Wound, 4.8 hp (3.6 KW), 12 V
Control Pendant	Power-In, Power-Out Remote, 12' (3.7 m)
Dimensions (LxWxH)	21.50" X 6.25" X 8.00" (546.1 mm X 158.8 mm X 203.2 mm)
Cable	5/16" X 100' (nominal 9,800 lbs, 4445 kg) (7.94 mm X 30.5 m)
Drum Size:	2.5" X 9" (63.5 mm X 228.6 mm)
Net weight	81 lbs (37 kg)
Bolt Pattern	4 Bolt Pattern, 4.5" X 10", (114.3 mm X 254 mm)

Figura 1.7: Ficha técnica Sec8 (Mile Marker)

En cuanto a otras marcas cabe destacar:

SUPERWINCH: [6]



T-MAX: [5]



GOODWINCH: [4]



Figura 1.8: Otros Logos marcas cabestrantes

Cuyos modelos que ofrecen son también muy competitivos y de características similares a los otros citados.

1.3. Partes del winch

A continuación comenzamos más en profundidad al estudio del que será nuestro winch.

- Partes del Winch

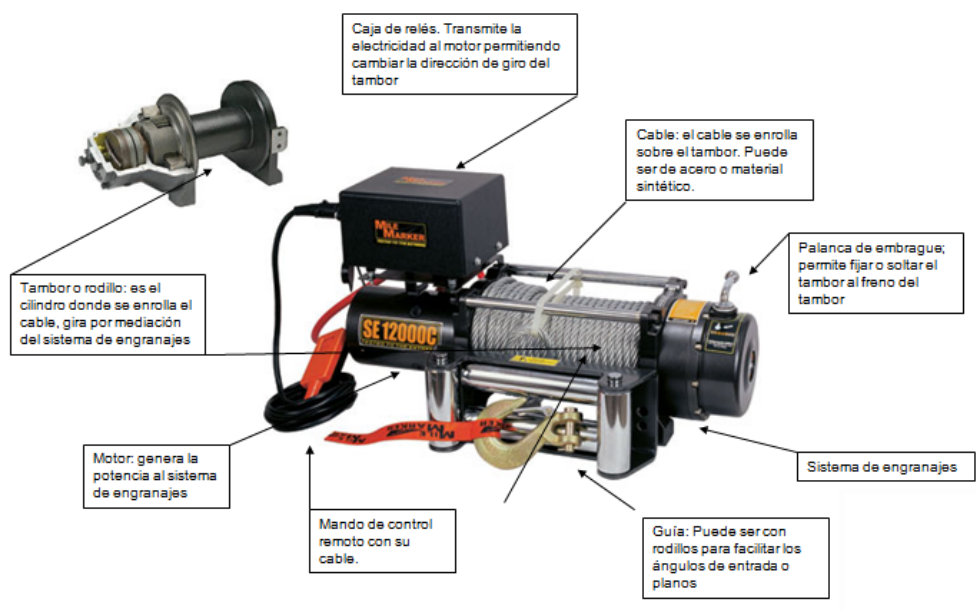


Figura 1.9: Partes del winch

PARTES DE UN CABRESTANTE

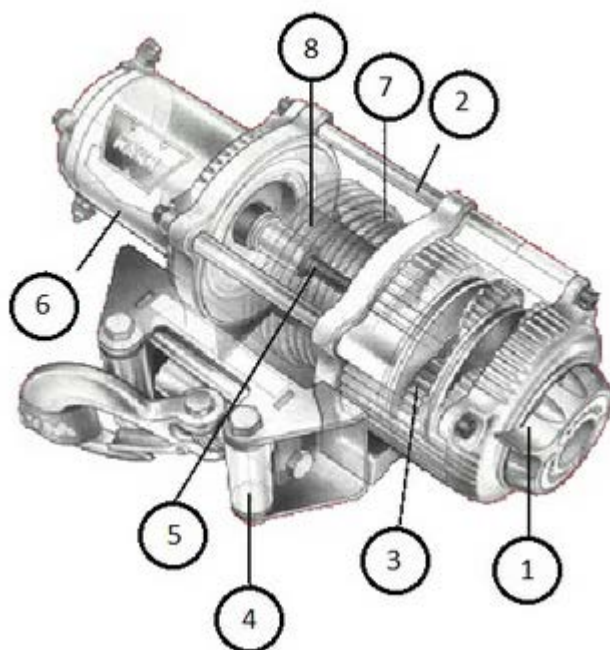


Figura 1.10: Partes del winch

1. **Embrage:** Permite acoplar y desacoplar el sistema de engranajes que permite girar al tambor
2. **Barras de conexión:** Varilla de unión que conforma de resistencia estructural al dispositivo y evita que el cable salga del rodillo.
3. **Tren de engranajes:** Su misión es la de reducir la velocidad del motor eléctrico y aumentar el par, originando una fuerza de tracción elevada.
4. **Guía de rodillos:** Su misión es la de dirigir el cable hacia el tambor y enrollarlo de forma correcta.
5. **Freno:** Su misión es la de parar el motor. Se acciona automáticamente cuando se para éste.
6. **Motor:** Funciona a 12V con la batería del vehículo.
7. **Cable:** En función de la capacidad de arrastre del cabrestante varía su diámetro y longitud.
8. **Tambor:** Es una especie de cilindro donde se enrolla el cable del cabrestante. [9]

1.3.1. Motor

Centrándonos en el motor de un winch, diferenciamos los cabestrantes en dos grandes familias: winches eléctricos y winches hidráulicos.

- Winch Hidráulico

Los winch hidráulicos, obtienen su presión de la bomba de la dirección hidráulica existente en el vehículo. Si no existiese habría que adaptar al vehículo una bomba hidráulica. [8]

El sistema hidráulico le permite utilizar el winch de forma continua y frecuente sin sobrecalentarse, al contrario de los winches eléctricos que hay que utilizarlos de forma intermitente. También son más ligeros.

Su fuente de energía usualmente es la presión de la bomba de dirección. Por contra la instalación es más compleja.

Suelen estar sellados en su totalidad, de forma que puede utilizarse bajo el agua.



Figura 1.11: Motor hidráulico cabestrante

- Winch Eléctrico

Los winch eléctricos, obtienen la energía necesaria para funcionar de las baterías del vehículo. Solo necesitan que las baterías estén en buen estado para que funcione y consigan arrastrar algo o desatascarnos.

Es conveniente tener una sola batería para uso exclusivo del winch. De esa manera, si se descarga la batería del winch, el vehículo no tendrá problemas para arrancar ya que dispondrá de la otra. Las baterías idóneas son las de carga lenta o alto rendimiento, que permiten múltiples cargas sin que se estropeen.

Puede ser de 2 tipos

- De imán permanente (Permanent magnet)



Figura 1.12: Motor eléctrico de imán permanente

Un motor eléctrico está formado básicamente por dos partes: el campo o estator, que es el electroimán con su embobinado; y la armadura o rotor, que es la estructura que soporta los conductores que forman el campo magnético y llevan la corriente excitatriz en el motor. El trabajo del campo es producir un campo magnético que hará girar cuando exista un flujo de corriente a través de él.

El motor de imán permanente requiere de un menor flujo de corriente de la batería que el de rotor embobinado.

Son buenos para winches de carga baja y mediana, no se le puede dar un uso muy continuo ya que el motor tiende a sobrecalentarse rápidamente.

- De rotor embobinado (Series wound):

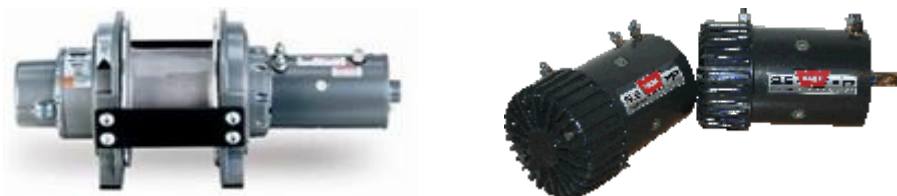


Figura 1.13: Motor eléctrico de rotor embobinado

Son motores para cargas elevadas, permitiendo además un uso más continuo que el anterior, pero, por lo general, son más costosos.

Eléctricos		Hidráulicos	
Ventajas	Inconvenientes	Ventajas	Inconvenientes
No necesitan que el motor funcione, siempre que las baterías estén cargadas	Necesita descansar para recuperar la carga de las baterías.	Pueden funcionar continuamente, no requieren descansar como los eléctricos	Requiere que el motor siempre esté en funcionamiento.
La instalación es más económica y más sencilla.	No trabajan bien bajo el agua. Requiere un buen sistema de sellado.	Funcionan bien bajo el agua o lodo	Es más costosa y difícil la instalación
No requieren de sistemas complejos en el vehículo	Aunque tienen potencias inferiores, hoy en día salen al mercado nuevos modelos más potentes.	Suelen tener mayor fuerza que los eléctricos	Necesitan un sistema hidráulico en el vehículo. Las fugas de líquido hidráulico son comunes
Son más baratos y hay una gran oferta.			Son más caros y hay menos oferta.

Tabla 1.1: Ventajas e inconvenientes motores eléctricos e hidráulicos

1.3.2. Sistema de engranajes

En cuanto a los sistemas de engranaje, existen tres tipos: Worm Gear (Tornillo sin fin), Spur Gear (Engranajes rectos) y Planetary Gear (Tren epicicloidal).

Todos hacen la misma función, transmitir la potencia de un motor de alta velocidad a un tambor de winch de par elevado. La relación de reducción (Gear Reduction Ratio) es la que indica el número de vueltas del motor a número de vueltas del tambor. Mientras mayor sea esta relación el motor debe esforzarse menos para hacer girar el tambor. La mayor diferencia existente entre los sistemas de engranaje está en su eficiencia de transferencia.

- El Worm Gear tiene una eficiencia de transferencia entre 35 y 40%. Esto hace que el winch pueda soportar cargas sin necesitar de un sistema de freno, pero que a su vez requiera de un mecanismo de embrague para poder liberar el cable. Este tipo de engranajes ofrecen las mayores relaciones de reducción, son sumamente fiables y, por lo tanto, son excelentes para trabajo pesado; sin embargo tienen la desventaja de ser muy lentos en cuanto a velocidad del winch. Este tipo de engranajes se utilizan en los winch Ramsey de la serie RE.

- El Planetary Gear tiene eficiencias de 75%, esto significa que tienen la tendencia a ceder bajo la acción de una carga, y por lo tanto, requieren de mecanismos de frenado. Los Planetary Gear o sistemas de engranajes planetarios tienen un engranaje central llamado sol, que hace que otros tres engranajes llamados planetas o satélites giren en torno a él. Estas acciones crean la fuerza motriz. Son los más comunes ya que proveen buena potencia, resistencia y suavidad de funcionamiento.
- Los Spur tienen eficiencias de 75% y, al igual que los engranajes planetarios, requiere de mecanismo de frenado. Muy pocos winch, los de uso más extremo, poseen engranajes del tipo Spur, ya que posee características especiales (Solo el Warn M8274 utiliza este sistema gracias a su diferente diseño).

1.3.3. *Tambor*

La relación final de desmultiplicación también depende directamente del diámetro del tambor. Así, a medida que se van superponiendo capas de cable sobre este, su diámetro efectivo aumenta permitiendo velocidades mayores a costa de reducir la fuerza de tiro. En este sentido, como más ancho sea el tambor del cabrestante, más metros de cable podremos recoger antes de que la superposición de capas pueda afectar su rendimiento.

A modo general, un winch pierde un 10% de capacidad de arrastre por cada vuelta que da el cable sobre sí mismo en el tambor.

Como se ha comentado en el apartado anterior sobre la capacidad de arrastre según el nº de capas en el tambor, es evidente que cuanto más cable desenrollemos, menos capas habrá sobre el tambor y por consiguiente conseguiremos una mayor capacidad de arrastre.

Cuando la distancia no dé para sacar la suficiente longitud de cable, podemos usar las poleas para duplicar la longitud del cable.

- Uso de poleas para alargar la longitud

Usando una polea, podemos duplicar la longitud desenrollado de nuestro cable. Además de la ventaja de tener menos cable enrollado, aprovechamos las ventajas mecánicas del uso de la polea duplicando la capacidad de tiro, a costa de reducir la velocidad de enrollado a la mitad.

- Enrollado del cable

Es imperativo que el cable entre en el tambor en línea recta. Enrollar mucho cable en un lado del tambor no es bueno, se echa a perder un buen trabajo.

Recordar el principio mecánico del winch. Cuanto más pequeño el diámetro del tambor mayor fuerza desarrolla. Al entrar todo el cable en un lado del tambor, no solo estamos perdiendo un 10% de capacidad en cada capa, sino que podemos provocar un daño irreparable del propio cable al irse amontonando capa sobre capa.

Además se podría cortar el cable ya que se queda atrapado entre las capas y los soportes del winch. Siempre hay que enrollar el cable en línea recta con el vehículo.

- Angulo de tiro

Visto los puntos anteriores es evidente que hay que evitar que el cable entre por un lateral. Hay que tirar siempre en línea recta. Si no podemos tirar en línea recta porque no disponemos de un anclaje frente al vehículo hay que usar las poleas de reenvío para cambiar la dirección de tiro. Lo veremos en el capítulo dedicado a los diferentes accesorios. [8]

1.3.4. *Cable*

En cuanto al cable, básicamente existen dos tipos de cable, el cable de acero y el sintético. El cable sintético sin embargo tiene muchas ventajas frente al cable de acero. Ofrece una resistencia mayor en comparación a un cable de acero del mismo diámetro, es más seguro puesto que no produce efecto látigo en caso de rotura, es extremadamente flexible, es reparable, no produce cortes en las manos, flota en el agua, y pesa muy poco. Por contra es más delicado en caso de roces con aristas o superficies agresivas como las rocas. No se debe olvidar que las fibras de estos cables están hechas a base de polímeros, de forma que dependiendo de su composición a partir de unos 65°C empiezan a perder resistencia. A pesar de que existen diferentes fabricantes de este tipo de cables, uno de los más conocidos y fiables a nivel de competición es el Plasma12.

Cuando se selecciona un cable, es importante considerar los siguientes puntos:

- Diámetro y largo del cable
- Construcción del cable, incluyendo número de hilos, número de cables por hilo, arreglo de los cables en el hilo, tipo de fabricación y diseño
- Grado de fuerza y clasificación
- Material exterior
- Frecuencia de inspección
- Frecuencia de reemplazo (el cable es un artículo de suma importancia)

1.3.5. *Guías*

Para el enrollado del cable utilizamos las guías, que existen dos tipos principales, la de rodillos que facilita la dirección del cable y la guía fija. Substituir la guía de rodillos por una guía fija puede ser una buena forma de reducir peso en el vehículo. Para cable de acero existen guías fijas de fundición, aunque no son muy comunes ya que este tipo de cable en los cambios de dirección necesita de radios de curvatura sensiblemente superiores a un cable sintético. Para cable sintético la guía fija es la mejor opción, estas pueden estar fabricadas en aluminio o en acero inoxidable, siendo estas últimas las que ofrecen mayor durabilidad.

1.4. Alimentación del cabestrante

1.4.1. Rendimiento del Winch, Tiempo de operación

El consumo momentáneo del winch depende de 2 factores: del esfuerzo de tiro y de la velocidad de recogida del cable. Ambos factores son proporcionales, ya que cuanto más peso necesite tirar, más lenta será la recogida y mayor consumo tendrá.

Viendo la siguiente tabla, el consumo de un winch MileMarker de 9.000 libras a pleno rendimiento puede ser de unos 400 amp/hora.

Con una batería de 100 amps., puedes usar el winch durante 15 minutos, antes de dejar la batería sin carga. Además al tener el motor encendido, el alternador irá suministrando energía a las baterías a razón del rendimiento del alternador. Muchos alternadores tienen un rendimiento de entre 60 y 80 amp/ hora.

Arrastre en libras	Vel. recogida m/min	Consumo en amp/h	Tiempo de operación min
0	7	70	85
2000	4	165	35
4000	2,8	240	25
6000	1,3	305	20
9000	0,8	400	15

Tabla 1.2: Consumo eléctrico Winch

De aquí la importancia de usar buenas baterías de alta capacidad, y contemplar la posibilidad de cambiar el alternador por otro de más rendimiento

1.4.2. Alimentación del cabrestante

Como hemos dicho anteriormente, un cabrestante puede llegar a consumir puntas de hasta 400A, de modo que la demanda de energía puede exceder fácilmente la capacidad del sistema. Para evitar esto es aconsejable disponer de un alternador que pueda subministrar como mínimo una intensidad de 100A y una batería de alta capacidad o en su defecto un sistema de doble batería. [8]

Es frecuente ver instalaciones en las que solamente se utiliza el propio bastidor del vehículo para conectar el motor del cabrestante con el polo negativo de la batería. Cabe decir que en este caso los consumos serán bastante mayores debido a la mayor resistencia que ofrece el bastidor en comparación con un cable de cobre correctamente dimensionado. Para demostrarlo veamos un ejemplo numérico:

Material	Resistividad (20°C) ρ [nΩ·m]
Cobre	17,1
Aluminio	26,5
Hierro	96,1
Acero	180
Acero inoxidable	720

Tabla 1.3: Resistividad materiales

Los cables de alimentación de un cabestrante habitualmente son de 35mm² de cobre, mientras que la sección de un larguero de un chasis de un todoterreno medio tiene unos 120mm² de acero. Observando la tabla de resistividades, un larguero del todoterreno equivaldría a un cable de cobre de solamente 11,4mm². Además, cuando se utiliza el cable las conexiones son mucho más limpias y eficientes.



Figura 1.14: Elementos instalación eléctrica cabestrante

Una instalación correcta también debería disponer de un cortacorriente en la salida del cable positivo de la batería para aislar completamente el circuito del cabestrante en caso de emergencia o en los periodos que no se va a utilizar (en caso de cortocircuito tal intensidad de corriente es suficiente para soldar, para producir un incendio,...).

La primera imagen corresponde a un cortacorriente capaz de soportar a 12V 250A continuo y 2500A durante 5 segundos. La segunda imagen es de un cortacorriente capaz de soportar a 12V 100A continuo y 1000A durante 5 segundos.

1.5. ITV

Para homologar un winch se necesita el certificado de taller, informe de fabricante o dictamen de laboratorio y proyecto técnico. El cabestrante es la reforma nº 35. También existe una posibilidad de saltarse el proyecto técnico e informe del fabricante (o dictamen) y consiste en comprar un cabestrante que disponga de una reforma generalizada. Esto consiste en que el fabricante del equipo se ha molestado en realizar los ensayos necesarios para demostrar que esa pieza es apta para tu vehículo, en cuyo caso emite un informe de fabricación indicando el número de reforma generalizada que le corresponde, pero en ese caso no sería necesario ni el proyecto ni el informe del fabricante del vehículo, claro está, que estos winches son bastante más caros pero evitan mucho papeleo.

Para **homologar** el **cabestrante** o **winch**, son necesario los siguientes datos:

- Marca
- Modelo
- N° de serie
- Capacidad de arrastre
- Certificado CE del fabricante
- Método de fijación

Homologación:



Figura 1.15: Cabestrante con tapa de protección

Si el cabestrante sobresale del parachoques del vehículo sea por la parte frontal o superior, para cumplir con los actos reglamentarios referentes a protección de peatones, estos elementos deberán tener un radio de curvatura mínimo de 5mm. En caso contrario se deberá disponer de una tapa de protección para cuando el vehículo circule por la vía pública.



Figura 1.16: Guía

En este sentido, también deberemos tener en cuenta las aristas que pueda presentar la guía del cable. En caso de utilizar una guía de rodillos, puede ser necesario instalar una tapa similar a la de la imagen. Esta tapa no será necesaria si se monta una guía fija.



Figura 1.17: Tapa guía

Para que podamos homologar el cabrestante será necesario que el fabricante o distribuidor os facilite el certificado de conformidad CE donde se indique que dicho cabrestante es conforme a las directivas de máquinas y de compatibilidad electromagnética vigentes.

Documentación a presentar en la estación de ITV para la instalación de un cabrestante:

- Proyecto técnico y Certificación final de obra
- Informe de conformidad
- Certificado del taller

1.6. Accesorios

ESLINGAS

- Cuando hablamos de eslingas, nos podemos encontrar de 2 tipos: Eslingas de arrastre (tow straps) y eslingas de recuperación (snatch straps). Con el winch sólo se deben usar las primeras, que no son elásticas y no se expanden ni se contraen. Las segundas solo deben ser utilizadas como sistema de rescate usando el método del tirón. Usar éstas con el winch puede dar lugar a fatales consecuencias.
- Dentro de las eslingas de arrastre tendremos las cortas que se utilizan para proteger los árboles donde nos anclamos, o las largas que se utilizan para prolongar nuestro cable de winch.
- Hay que llevar eslingas de diferentes medidas para que podamos usarlas en cualquier circunstancia.[8]



Figura 1.18: Eslingas

GRILLETES

- Los grilletes sirven de unión entre nuestro winch y el resto de instrumentos que forman los aparejos de rescate. Unen las eslingas cuyas terminaciones son lazadas, los puntos de anclaje del vehículo, el gancho del winch, las poleas, etc.
- Son baratos así que podemos llevar de diferentes grosores de tal manera que se adapten a todo tipo de amarres

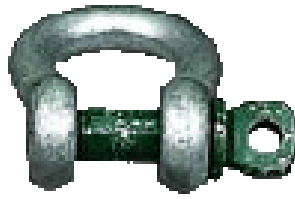


Figura 1.19: Grilletes

POLEAS

Una polea es una rueda, generalmente maciza y acanalada, que combinada con una cuerda se usa como elemento de transmisión en máquinas y mecanismos para cambiar la dirección del movimiento o su velocidad y formando conjuntos, aparejos o polipastos, para además reducir la magnitud de la fuerza necesaria para mover un peso.

Las hay de diferentes formas, las más comunes son las de tijera, aunque otros mecanismos están entrando en el mercado.

En combinación con el winch, nos servirá para cambiar de dirección nuestro cable, o para beneficiarnos de ventajas mecánicas que darán más potencia a nuestro winch.

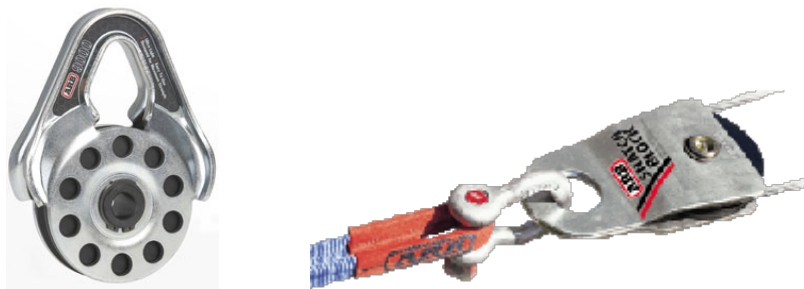


Figura 1.20: Poleas

CABLES DE EXTENSION

- Algunas veces nos ocurrirá que nuestro cable del winch que normalmente tiene 30 metros, no llegue hasta nuestro punto seleccionado como ancla, bien porque está demasiado lejos o porque haya un tremendo lodazal que queramos evitar o cualquier otro problema.
- Es en estos momentos cuando se vuelve tremendamente útil el tener un extra de cable de otros 30 metros.
- Podemos usar un cable de acero del mismo diámetro del cable de nuestro winch, o cable sintético con la suficiente resistencia y calidad que el resto de elementos de nuestros aparejos.
- Cuando necesitemos usar el cable de extensión, lo uniremos a nuestro cable de winch con ganchos o eslingas y prolongaremos la distancia.



Figura 1.21: Cables de extensión

MANDO INALÁMBRICO

Para facilitar el uso del cabrestante, algunos fabricantes ofrecen sistemas de control sin cables. Estos constan de un receptor con una antena y de un mando emisor capaz de comunicarse hasta una distancia de unos 25m.



Figura 1.22: Mando inalámbrico

MANTA

Elemento de seguridad imprescindible si trabajamos con cable de acero. En caso de rotura del cable, la energía del latigazo es mucho menor. En su defecto cualquier manta pesada servirá.



Figura 1.23: Manta

OTROS ACCESORIOS

- Cualquier otro tipo de material puede apoyar nuestros rescates con winch. No debemos olvidar los calzos para que el vehículo no se mueva, gatos para elevar y quitar succión al vehículo, planchas para ayudar a mover las ruedas, eslingas de reserva, grilletes de varios tamaños, etc.

1.7. USO Y MANEJO DEL WINCH

ANCLAJES

- Esta es una de las partes más importantes de todo el aparejo de un winch. Del anclaje depende que podamos apoyarnos para poder hacer un uso efectivo de nuestro winch.
- Es muy importante elegir un buen anclaje. No será lo mismo si se trata de desatascarnos a nosotros mismos como si necesitamos rescatar a otro vehículo, o simplemente mover un objeto con nuestro winch.
- Además la seguridad de todo nuestro aparejo dependerá de que el punto elegido sea lo suficientemente fuerte para aguantar el esfuerzo y no producir accidentes.
- Distinguiremos 2 tipos de anclajes:
 - Anclas Naturales: Serán las que nos encontremos en el medio ambiente y formen parte del entorno. Pueden ser árboles o rocas.
 - Anclas artificiales: Son las que se comercializan, las que podemos improvisar con objetos que tengamos a mano, las que podamos construir, nuestro propio vehículo, etc.
- Árboles: Para amarrarnos a un árbol debemos utilizar una eslinga protectora para no dañar el árbol. Las eslingas protectoras suelen ser cortas, 2 o 3 metros.

Debemos sujetarlas lo más cerca de la base del suelo para evitar que el tronco pueda romperse. [2]

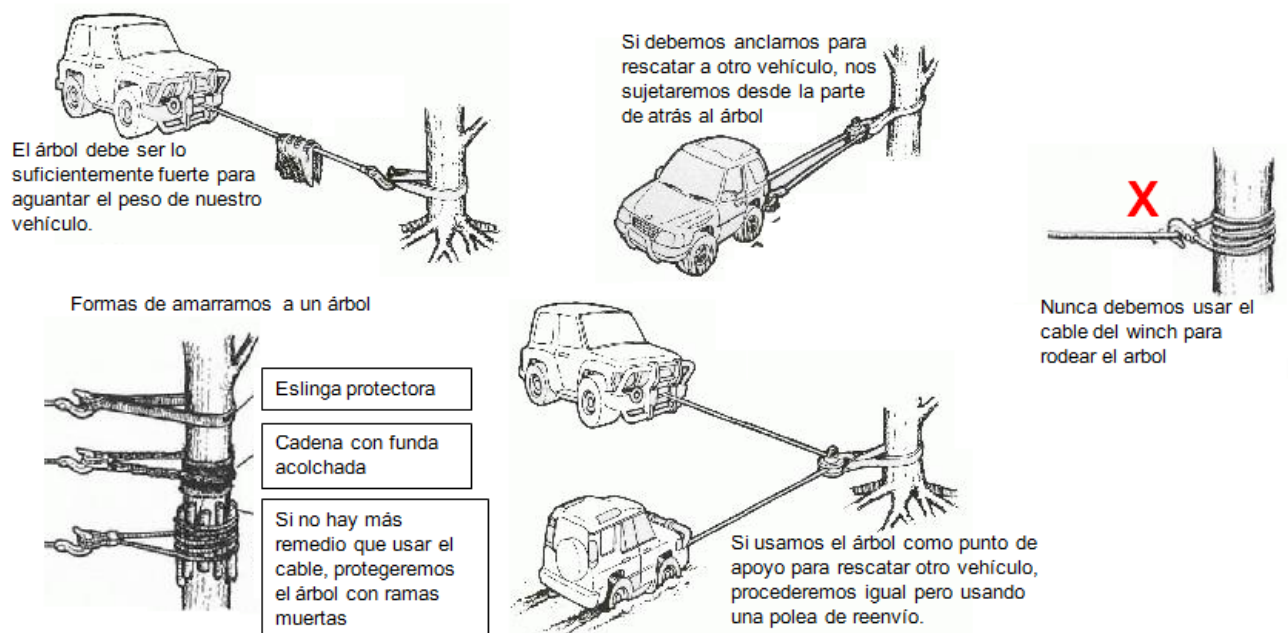


Figura 1.24: Uso y manejo cabestrante

UTILIZACION DE POLEAS

Como hemos dicho antes con el tema de las eslingas, debemos emplear algo de tiempo en planificar nuestra maniobra.

Debemos utilizar las poleas siempre que podamos aunque la distancia no lo requiera.

Como hemos comentado en más de una ocasión, cuanto más cable desenrollemos hará que más fuerza desarrolle nuestro winch, por lo tanto es preferible usar una doble línea de tiro con una polea en lugar de una línea simple.

La polea se unirá a un grillete y este a su vez a una eslinga o punto de anclaje. Si es de tijera, la abriremos, pasaremos el cable alrededor de la rueda y la cerraremos. El extremo de la polea la uniremos al grillete.

Utilizaremos la polea para montar varias líneas de tiro, o para reenviar el cable a otro lado. En este caso la polea hará una doble función, reenviar el cable y permitir que el cable se enrolle en el winch en línea recta.

Con la polea podremos auto-rescatarnos, rescatar a otros vehículos o mover objetos pesados.

- Por cada línea de cable entre la polea y nuestro vehículo estaremos reduciendo el esfuerzo proporcionalmente al número de líneas

Usando una o varias poleas, por cada línea de trabajo que este unida entre la polea y el winch, aumentaremos la ventaja mecánica, la fuerza realizada será la mitad si usamos una polea, y la cantidad de cable será el doble. Así mismo, la velocidad de recogida se reducirá a la mitad, con lo que tardaremos más en la recuperación.

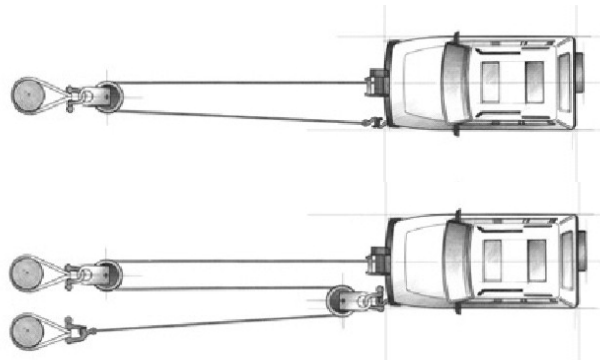


Figura 1.25: Utilización poleas

CUIDADOS Y MANTENIMIENTO

- Un cabrestante en mal estado o un cable dañado es una trampa mortal que nos puede llevar a graves consecuencias. Mantener el cabrestante en óptimo estado es tan importante como saber usarlo correctamente.
- El winch debe recibir un mantenimiento regular: lubricar todos los puntos que lo requieran; inspeccionar las bases, tornillos y partes móviles buscando señales de deterioro, fatiga u óxido; revisar las conexiones eléctricas y mantenerlas en buen estado.

- Después de un día de trabajo con el winch, hay que desenrollarlo completamente. El cable tiene que estar en perfecto estado, un cable deshilachado o doblado tiene que ser reemplazado inmediatamente. Si hay zonas del cable deterioradas porque se han pisado con otras vueltas, usar un lubricante tipo WD40 en esa zona y enderezarlo con unos alicates. También el lubricante sirve para prevenir el óxido del cable.
- Con el cable desenrollado, atarlo a un ancla con cierta pendiente y comenzar a enrollar el cable en el winch con el propio peso del vehículo teniendo en cuenta de que se vaya enrollando uniformemente.
- Mantenga la batería del vehículo en perfecto estado, un winch consume demasiada batería. Es aconsejable instalar en el vehículo una segunda batería para el uso exclusivo del winch. Dejar siempre el motor encendido mientras esté en funcionamiento y una vez apagado mantener un rato el motor encendido para que la batería se recupere completamente.
- Mantener en perfecto estado el mando de activación del cabrestante. Con el uso le puede entrar agua y oxidarse

El cabrestante se calienta mucho en un uso intensivo, es recomendable dejarlo descansar para que no se pare. Tener en cuenta que en caso de un calentamiento excesivo se para automáticamente.

1.8. SEGURIDAD EN EL WINCH

- Es importante saber, que si no se usa con las debidas precauciones, puede resultar muy peligroso. Debemos seguir unas mínimas instrucciones para trabajar con total seguridad. Muchos son los factores que pueden influir y causar un accidente que puede incluso llegar a las peores consecuencias:
 - Un cable de acero que se rompa puede matar a una persona cortándola por la mitad.
 - Es muy fácil sufrir un aplastamiento de los dedos o de las manos si no tenemos cuidado al enrollar el cable.
 - Una eslinga en malas condiciones o sin la suficiente resistencia puede llegar a romperse con los consiguientes daños.
 - Un árbol que no está sano puede romperse por estar seco.
 - Un grillete puede soltarse y salir disparado.

GUANTES DE TRABAJO

- Siempre hay que usar unos buenos guantes de trabajo, que sean de un material resistente y grueso.
- Al manejar cables de acero es relativamente fácil que el cable se deshilache debido a los forzados ángulos de entrada en el tambor, a que el cable se monte sobre sí mismo, a que roce con piedras, etc. Estos hilos se clavan fácilmente en la piel produciendo dolorosísimas heridas.

- Aun trabajando con cables sintéticos que no se deshilachan, nuestras manos corren peligro si trabajamos cerca del tambor. Llevarlos siempre es una buena medida de precaución. Si por una mala suerte los rodillos nos atrapan las manos, lo primero que cazarán serán los guantes y es posible que nos dé tiempo a sacar la mano del guante antes de que nos la machaque.

ZONA DE SEGURIDAD

- Un winch genera enormes cargas de tensión en el cable y hay que entender perfectamente su funcionamiento y técnicas de uso para evitar fallos y accidentes. Para empezar todo ser vivo debe ser retirado de la zona de operación.
- La tensión que alcanza el cable puede provocar su rotura, con el consecuente peligro por lo que siempre hay que mantener una zona de seguridad libre de personas. Hay que extremar más las precauciones cuando hay niños. Todo el mundo debería mantenerse por detrás del vehículo, salvo el operador del winch y el ayudante.[8]
- Siempre hay que evitar pasar sobre el cable en tensión. Si no queda más remedio hay que pasarlo apoyando el peso del cuerpo con el pie sobre el cable.
- El gancho del winch hay que engancharlo con la parte abierta hacia arriba. De esta manera, si se escapa golpeará al suelo en lugar de saltar hacia arriba. Es mejor usar uno que tenga cierre de seguridad.

RIESGO ROTURA CABLE

- La forma de mitigar el latigazo que produce la rotura del cable de acero, es colocar una manta pesada o algún objeto, para que absorba la energía de la rotura.
- Hay que colocarlo sobre el cable hacia la mitad entre el winch y el punto de anclaje. Esto hay que hacerlo con el cable sin tensión. No se debe tocar la manta mientras el cable este en tensión. No hay que permitir que se acerque a los rodillos. Si es necesario mover o quitar la manta, primero hay que quitar la tensión al cable.

1.9. ELEMENTOS PATENTADOS

Revisión de patentes sobre cabestrantes en vehículos

Se ha realizado una revisión sobre las patentes existentes relativas a cabestrantes en vehículos. Existe un amplio espectro con numerosos ámbitos de protección. Dado que los fabricantes principales son estadounidenses, casi todas las patentes están registradas en la Oficina de Patentes y Marcas de EEUU, ampliando algunas de ellas el ámbito a Europa mediante la correspondiente patente europea. Existen numerosas patentes cedidas a fabricantes como Warn Industries, Inc., Ramsey Winch Company y Superwinch, Inc.. [27]

La tabla 1.4 incluye algunas de las patentes más representativas que se han encontrado. Destacar que recogen aspectos que van desde el diseño conceptual del cabestrante y su ubicación y sujeción al vehículo, a sistemas de transmisión de la potencia hasta el tambor, o su frenado y embragado así como aspectos relacionado con los sistemas de control y la electrónica.

	Publicación	Título	Solicitante /Cesionario	Ámbito de protección
PCT/EP2014/056086	Oct 2014	Vehicle winch control system and method of controlling a winch	Jaguar Land Rover Limited	Control / Electrónica
US 4257577 A	Dic 1978	Motor vehicle winch	Sepson Aktiebolag	Transmisión mecánica / Concepto
US 4736929 A	Abr 1988	Winch having split housing and drive components	Warn Industries, Inc.	Transmisión mecánica / Concepto
US 6631886 B1	Oct 2003	Winch housing with integral fairlead	Ramsey Winch Company	Transmisión mecánica / Concepto
US 6864650 B2	Mar 2005	Winch controller	Warn Industries, Inc., Sure Power, Inc.	Control / Electrónica
US 5054745 A	Oct 1991	Auxiliary winch for all terrain vehicle	Frank A. Swayze, Irvin R. Bourell	Concepto / Configuración
US 8968140 B1	Mar 2015	Electronically actuated clutch for a planetary winch	Ramsey Winch Company	Electrónica / Transmisión mecánica
US 8807311 B2	Ago 2014	Winch brake	Life Style Metal Co., Ltd	Transmisión mecánica / Frenado

US 5261646 A	Nov 1993	Winch having automatic brake	Thomas M. Telford / Warn Industries, Inc.	Transmisión mecánica / Frenado
US 6520486 B2	Feb 2003	Braking device for motive winch	Shih Jyi Huang	Transmisión mecánica / Frenado
US 5398923 A	Mar 1995	One-way winch brake	Superwinch, Inc.	Transmisión mecánica / Frenado
US 20140252286 A1	Sep 2014	Remote Winch Clutch System	Warn Industries, Inc.	Transmisión mecánica / Embragado
US 4396102 A	Ago 1983	Locking clutch assembly in a winch	Ramsey Winch Company	Transmisión mecánica / Embragado
US 5692735 A	Dic 1997	Fail-safe hydraulic vehicle winch	Milemarker, Inc.	Concepto / Accionamiento hidráulico

Tabla 1.4: Selección de patentes registradas asociadas a cabestrantes para vehículos.

Se destacan a continuación los contenidos de algunas patentes interesantes sin extendernos en exceso. Por ejemplo, la patente US 4736929 recoge un diseño en el que los conjuntos portadores planetarios se dividen entre los dos extremos del tambor según se muestra en la Figura 1.26. La interconexión entre los conjuntos portadores planetarios es a través de un eje de interconexión que está impulsado por el eje de salida del primer conjunto de soporte planetario (acoplado al eje de accionamiento del motor) y llega al engranaje solar del segundo conjunto de portador planetario.

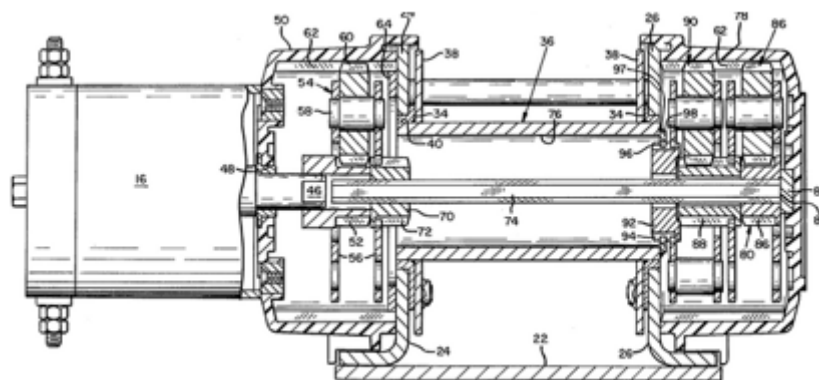


Figura 1.26: Patente US 4736929

La patente US 5261646 A recoge un mecanismo de freno que se aplica automáticamente cuando el par de torsión aplicado del motor de accionamiento se detiene y libera automáticamente tras la aplicación de par del motor (ver Figura 1.27.). Para ello las pastillas de freno se mueven radialmente contra el interior del tambor para efectuar el frenado y se retraen radialmente hacia el interior para efectuar la liberación del freno. La configuración de los componentes del freno proporciona una trayectoria conductora para la disipación del calor generado por la acción de frenado.

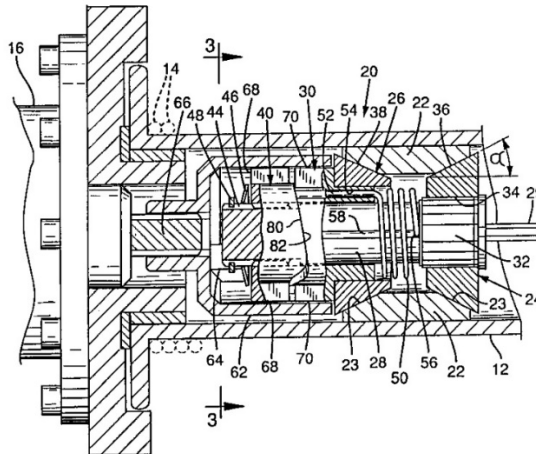


Figura 1.27: Patente US 5261646 A

La patente US 6631886 B1 recoge un concepto basado en un bastidor de guía-cabos que proporciona una base de montaje para el cabestrante y un soporte rotativo para el tambor según se muestra en la Figura 1.28. Las cargas ejercidas sobre el cable y a través de los rodillos de pasacables y el tambor se transfieren a los elementos del bastidor de guía-cabos y por lo tanto a la base a la que está montado el cabestrante.

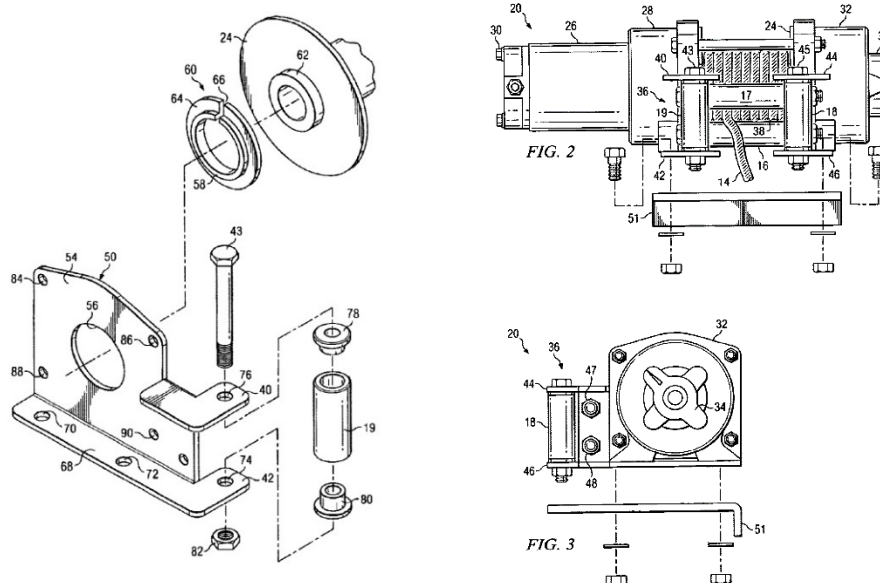


Figura 1.28: Patente US 6631886

MEMORIA DESCRIPTIVA

2	Memoria descriptiva	29
2.1	Objeto del proyecto	29
2.2	Descripción.....	29
2.3	Descripción de los elementos y métodos de cálculo	31
2.3.1	Ejes	31
2.3.1.1	Determinación del límite de fatiga en vida infinita	31
2.3.1.2	Obtención del diámetro	38
2.3.2	Engranajes epicicloidales.....	40
2.3.3	Rodamientos	42
2.3.3.1	Tipos de rodamientos	42
2.3.3.1.1	Rodamientos de bolas.....	42
2.3.3.1.2	Rodamientos de rodillos.....	43
2.3.3.2	Método de cálculo de los rodamientos	44
2.3.3.3	Disposición de los rodamientos	46
2.3.4	Embragues	47
2.3.4.1	Características de los embragues.....	47
2.3.4.2	Embragues de fricción de disco.....	47
2.3.4.2.1	Componentes principales del embrague.....	48
2.3.4.2.2	Método de cálculo.....	54
2.3.5	Tambores.....	55
2.3.5.1	Generalidades	55
2.3.5.2	Método de cálculo del tambor	56
2.3.6	Cables	59
2.3.6.1	Generalidades	59
2.3.6.2	Aceros empleados en la fabricación de cables	63
2.3.6.3	Resistencia a la rotura de los cables.....	63
2.3.6.4	Estructura de los cables y sollicitaciones en el servicio	64
2.3.6.5	Elección de la estructura del cable.....	65
2.3.7	Frenos	67
2.3.7.1	Introducción.....	67
2.3.7.2	Cálculo del momento de frenado	67
2.3.7.3	Actuadores eléctricos	67
2.3.7.4	Frenos electromecánicos	67
2.3.7.4.1	Frenos de cinta.....	67
2.3.7.4.2	Frenos de mordazas.....	68

2.3.7.4.3	Frenos de disco	68
2.3.7.4.4	Frenos cónicos.....	68
2.3.7.5	Conclusión y descripción de los elementos que forman el sistema.....	68
2.3.7.5.1	Disco de freno	69
2.3.7.5.2	Pastillas de freno.....	70
2.3.7.5.3	Pinza de freno	71
2.3.7.5.4	Cálculo.....	71
2.3.9	Carcasa.....	72

2 Memoria descriptiva

2.1 Objeto del proyecto

El proyecto que a continuación se detalla tiene como finalidad el diseño y cálculo de un mecanismo de remolque con reductor, en el cual se han calculado los elementos principales para conseguir la finalidad deseada.

Este estudio surge como un primer acercamiento a las especificaciones de un mecanismo de elevación o remolque en el ámbito de los vehículos todoterreno, donde surgen necesidades concretas de espacio y adaptabilidad a todo tipo de situaciones.

2.2 Descripción

Partiendo de la carga a remolcar, se realiza el cálculo de los principales elementos que deben de formar parte de un mecanismo de este tipo. Los elementos calculados son: ejes, engranajes, rodamientos, cable, tambor de elevación, embrague y freno.

El mecanismo funciona de la siguiente manera: entra la potencia obtenida a través de un motor eléctrico al sistema de engranajes planetarios de 3 etapas, que son los encargados de transmitir el movimiento a un eje intermedio, denominado a partir de ahora eje 2.

El eje 2 es necesario para la colocación de un embrague. Este elemento sirve para acoplar y desacoplar la entrada de potencia al eje 1. Esto se ha diseñado así debido a que sólo se necesita transmitir potencia en el movimiento de remolque o recogida de la carga, ya que la extracción del cable se hace de manera manual.

Este último eje (eje 1), tiene la misión de dar soporte al tambor de elevación, aparte de al sistema de embrague y al disco de freno.

Especificaciones previas

Los datos de partida son el peso del vehículo a remolcar y la velocidad de giro del tambor, y a partir de ahí se han diseñado y calculado el resto de componentes.

La relación de transmisión viene determinada por el tamaño preliminar de los engranajes.

El tamaño del tambor y del cable varía en función de la masa a desplazar, ya que son dependientes de este valor. Por otra parte, para el cálculo del eje 1, el sistema de frenado y los rodamientos, también es necesario conocer esta masa máxima a elevar.

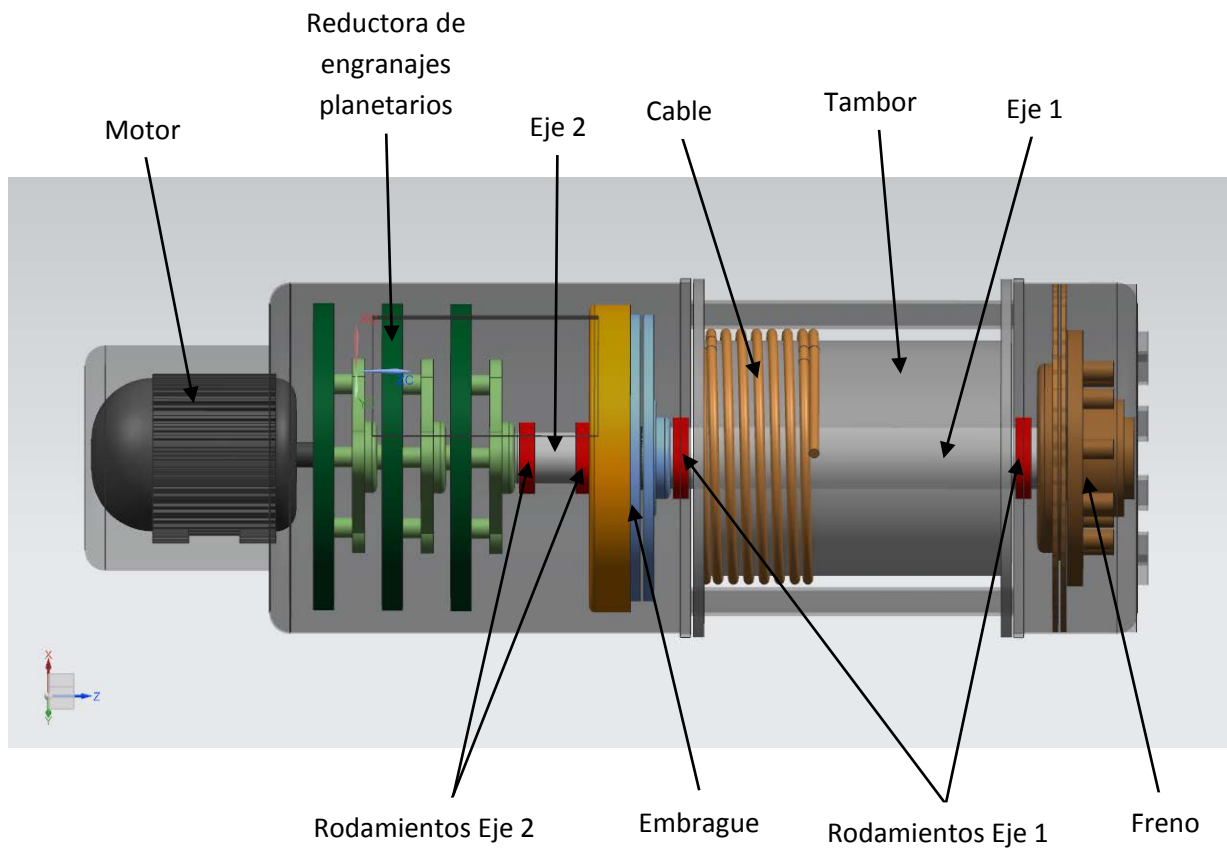


Figura 2.1: Elementos cablestrante NX 9.0

2.3 Descripción de los elementos y métodos de cálculo

2.3.1 Ejes

Estos elementos son los encargados de llevar la potencia de un extremo al otro del mecanismo. Se encuentran sometidos a cargas variables, que ya sufren momentos de torsión y de flexión. Por tanto, para el dimensionamiento de los ejes se aplican criterios de cargas fluctuantes.

Para los dos casos se aplican las expresiones de cálculo de fatiga bajo cargas variables:

Tipo de carga	Alternante	Media
Tensión (σ)	$\sigma_a = \frac{M_a}{W_x} = \frac{32 \cdot M_a}{\pi \cdot d^3}$	$\sigma_m = \frac{M_m}{W_x} = \frac{32 \cdot M_m}{\pi \cdot d^3}$
Tensión cortante (τ)	$\tau_a = \frac{M_{ta}}{W_o} = \frac{16 \cdot M_{ta}}{\pi \cdot d^3}$	$\tau_m = \frac{M_{tm}}{W_o} = \frac{16 \cdot M_{tm}}{\pi \cdot d^3}$

Tabla 2.1: Tipos de tensiones

2.3.1.1 Determinación del límite de fatiga en vida infinita

La ecuación que nos permite obtener este valor, ya corregido con los coeficientes modificativos, es: [15]

$$\sigma_f = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma'_f$$

El valor de σ'_f , es el límite medio de resistencia a la fatiga. Para el acero, su valor varía según su tensión de rotura:

$$\sigma'_f = 0,5 \cdot \sigma_R \quad \text{si } \sigma_R \leq 1400 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_f = 700 \text{ MPa} \quad \text{si } \sigma_R > 1400 \text{ MPa}$$

Coefficientes modificativos:

- Factor acabado superficial K_a .

El estado superficial tiene efecto sobre la resistencia a la fatiga de los elementos; a mayor rugosidad de la superficie, menor será la resistencia, ya que las irregularidades de la superficie actúan como pequeñísimos concentradores de esfuerzos que pueden iniciar una grieta de manera más temprana.

El factor de superficie, K_a , es el coeficiente que tiene en cuenta el efecto del acabado superficial sobre la resistencia del material a las cargas variables y está en el intervalo $[0,1]$. Para el caso de elementos pulidos a espejo $K_a = 1$, ya que este tipo de superficie es el que tienen las probetas para determinar el límite de fatiga; por lo tanto, no habría necesidad de hacer corrección por estado superficial. Un valor menor que uno implica que el estado superficial reduce en cierto grado la resistencia. [15]

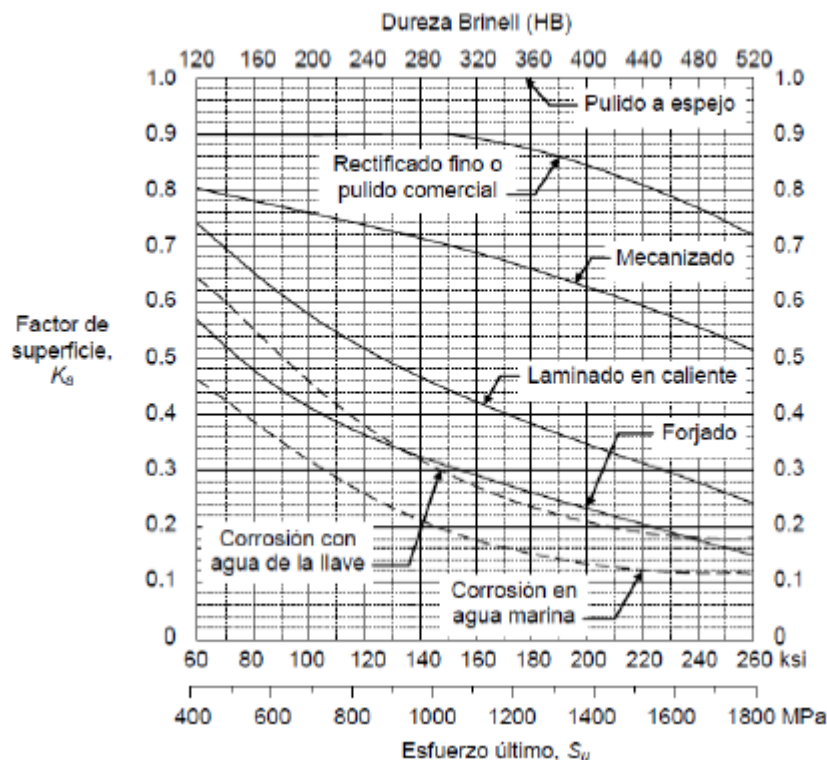


Figura 2.2: Acabado superficial.

De la figura se puede observar también que K_a no sólo depende del acabado superficial sino también del esfuerzo último del acero. A mayor esfuerzo último, menor tiende a ser el factor de superficie, ya que los aceros más resistentes tienden a ser más sensibles a los efectos de concentración de esfuerzos producidos por las imperfecciones de la superficie. Esto se debe a que dichos materiales suelen ser menos dúctiles, es decir, a tener menos capacidad de deformarse plásticamente.

- Factor tamaño K_b

El tamaño de la pieza en las secciones críticas también tiene efecto sobre su resistencia. En general, a mayor tamaño de la pieza menor es su resistencia, aunque para carga axial no existe este efecto.

La pérdida de resistencia al aumentar los tamaños de las piezas se debe a que hay una mayor probabilidad de que exista un defecto en el volumen que soporta los mayores esfuerzos. Si las probetas están sometidas a flexión giratoria, los puntos que soportan mayores esfuerzos son los que están entre la circunferencia a trazos y el contorno de la sección; si los puntos mostrados fueran defectos en la sección, la de mayor diámetro tendrá muchos más defectos en la zona crítica, con lo que tendría mayor probabilidad de que se iniciara una grieta por alguno de ellos.[20]

Las ecuaciones utilizadas son:

Para elementos sometidos a torsión o flexión:

$$K_b = 1,189 \cdot d^{-0,097}$$

De forma aproximada:

$$K_b = 0,85$$

Si solo tienen cargas axiales:

$$K_b = 1$$

- Factor de confiabilidad K_c

La teoría de fatiga se basa, en gran medida, en datos experimentales.

Como la mayoría de las curvas y datos obtenidos corresponden a la tendencia media que siguen los puntos de ensayo, la confiabilidad de estos datos es del 50%. En la práctica,

los datos de las propiedades de un material, como el límite de fatiga, siguen una distribución “normal”, la cual tiene forma de campana.

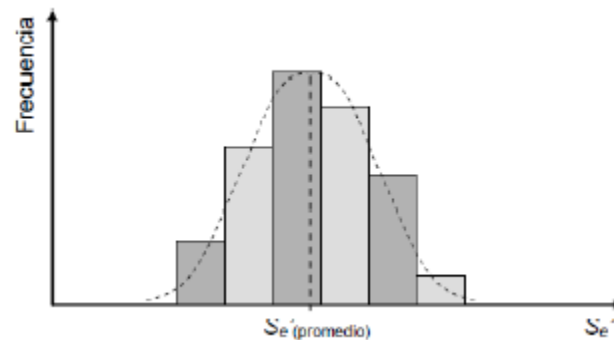


Figura 2.3: Factor de confiabilidad

El factor de confiabilidad, K_c , corrige la resistencia a la fatiga de tal manera que se tenga una mayor probabilidad (y confiabilidad) de que la resistencia real de una pieza sea mayor o igual que el valor corregido. Para la determinación de este factor se supone que la desviación estándar de la resistencia a la fatiga es de 8%. Utilizando ecuaciones estadísticas correspondientes a la campana de Gauss (distribución normal) se obtiene la siguiente tabla:

Fiabilidad	50%	90%	95%	99%	99,9%	99,99%
D	0	1,3	1,6	2,3	3,1	3,7

Tabla 2.2: Factor de confiabilidad

El valor obtenido de D, según la fiabilidad elegida, se introduce en la siguiente ecuación para obtener el cociente:

$$K_c = 1 - 0.08 \cdot D$$

- Factor de temperatura K_d

Las propiedades de un material dependen de su temperatura. Por ejemplo, un acero puede fragilizarse al ser sometido a bajas temperaturas, y la resistencia a la fatiga puede reducirse notoriamente por encima de unos 500 °C. Para tener en cuenta el efecto de reducción de resistencia a la fatiga, se utiliza el factor de temperatura, K_d , que varía

entre 0 y 1, dependiendo de la temperatura: cero cuando la resistencia es nula y uno cuando la resistencia para vida infinita es igual al límite de fatiga, es decir, cuando la temperatura no modifica la resistencia.

De acuerdo con datos experimentales en los aceros, el límite de fatiga permanece más o menos constante entre la temperatura ambiente y 450 °C, y comienza a reducirse rápidamente por encima de este valor. La siguiente ecuación empírica puede utilizarse para determinar el factor de temperatura de un acero:

$$K_d = 1, \quad \text{si} \quad T_{\text{emp}} \leq 450 \text{ °C}$$

$$K_d = 1 - (0,0058 / \text{°C})(T_{\text{emp}} - 450\text{°C}), \quad \text{si} \quad 450\text{°C} < T_{\text{emp}} \leq 550 \text{ °C}$$

- Factor de concentración de tensiones K_e

Los concentradores de esfuerzos son discontinuidades de las piezas, tales como chaveteros, agujeros, cambios de sección y ranuras, que producen un aumento localizado de los esfuerzos. [18]

El factor de concentración de esfuerzos por fatiga, K_e , es un valor que multiplica al esfuerzo nominal, con el fin de obtener un valor “corregido” del esfuerzo, que tenga en cuenta el efecto de la discontinuidad. Este factor se aplica al esfuerzo alternativo. De acuerdo con estudios experimentales, K_e depende del coeficiente teórico de concentración de esfuerzo K_t , del material y del radio, r , de la discontinuidad.

Para tener en cuenta estos dos últimos, se define el índice de sensibilidad a la entalla, q , el cual es un coeficiente cuyo valor representa la influencia del material a la discontinuidad de radio r . El coeficiente q varía desde 0, cuando el material no tiene sensibilidad a la discontinuidad, hasta 1, cuando el material es totalmente dependiente de ésta.

El índice de sensibilidad a la entalla se ha definido matemáticamente como:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1}$$

De donde:

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1)$$

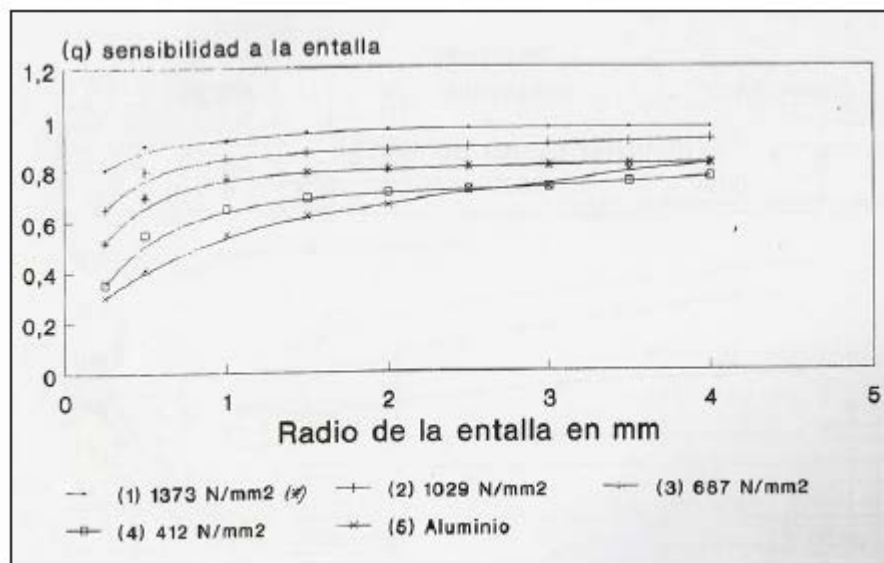


Figura 2.4: Sensibilidad a la entalla

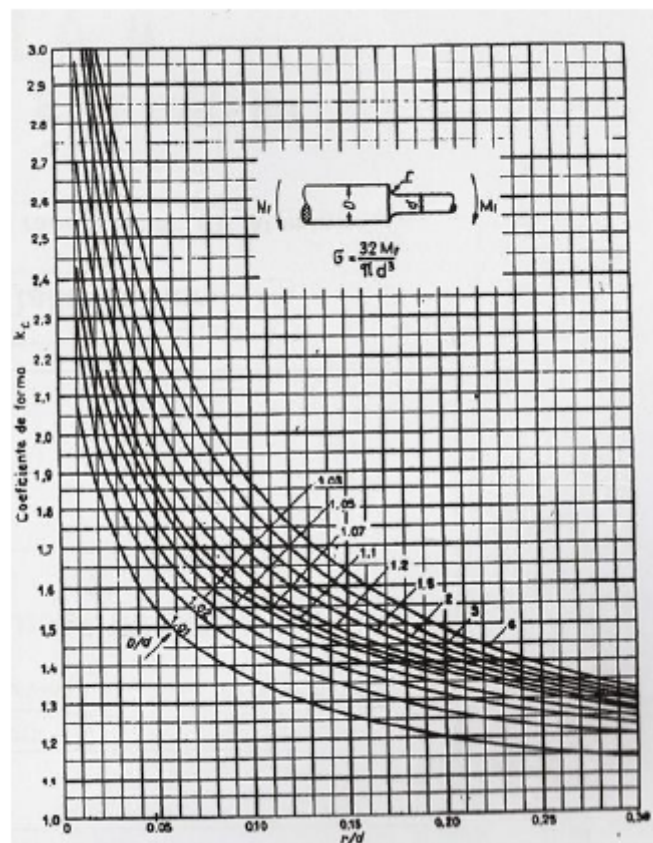


Figura 2.5: Coeficiente de forma

Pero cuando se tienen chaveteros o roscas, muchas veces no se conoce el radio de la herramienta de corte, por lo cual se hace difícil la obtención de K_t , q y K_f . Las tablas siguientes presentan valores aproximados de K_f para chaveteros y roscas en acero. Para clasificar un acero como endurecido o recocido, puede tomarse como criterio la dureza; endurecido si la dureza es mayor de 200 HB y recocido si es menor de 200 HB. Con estos valores, no se necesita hallar K_t ni q .

Clase de chavetero	K_f			
	Recocido, dureza menor que 200 HB		Endurecido, dureza mayor que 200 HB	
	Flexión	Torsión	Flexión	Torsión
Perfil	1.6	1.3	2.0	1.6
Patín	1.3	1.3	1.6	1.6

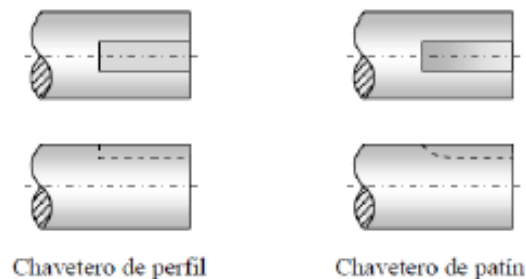


Figura 2.6: K_f con chaveteros

En este proyecto, estos efectos no han sido calculados de forma exacta a mano.

- Factor de efectos varios K_f

Existen otros factores que modifican la resistencia a la fatiga de los materiales; todos los efectos no considerados por los otros factores son cuantificados por el factor K_f . Sin embargo, es muy escasa la información cuantitativa sobre dichos efectos. En general, $0 \leq K_f \leq 1$: en ausencia de corrosión, esfuerzos residuales, etc., se puede tomar $K_f = 1$.

2.3.1.2 Obtención del diámetro

Una vez obtenido el límite de fatiga corregido, se pueden aplicar las expresiones de la elipse de Hencky para obtener un diámetro preliminar de cálculo.

La tensión cíclica media y la tensión cíclica alternante se calculan para la carga cíclica media especificada y la carga calculada máxima con las fórmulas empleadas en el cálculo estático. Estas tensiones se modifican para ser aplicadas en la expresión de Hencky, que es la más adecuada para este tipo de cargas: [18]

$$\sigma'_a = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot M_{fa}}{\pi \cdot d^3}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{16 \cdot M_{ta}}{\pi \cdot d^3}\right)^2} \quad \sigma'_m = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot M_{fm}}{\pi \cdot d^3}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{16 \cdot M_{tm}}{\pi \cdot d^3}\right)^2}$$

La expresión de la elipse de Hencky es, una vez calculadas las tensiones modificadas:

$$\left(\frac{\sigma'_a}{\sigma_f}\right)^2 + \left(\frac{\sigma'_m}{\sigma_R}\right)^2 \leq \left(\frac{1}{C_s}\right)^2$$

Esta expresión es la representación matemática de una elipse a partir de la curva de fatiga de Goodman, de las cuales se obtiene la zona de resistencia a la fatiga para las tensiones normales y cortantes:

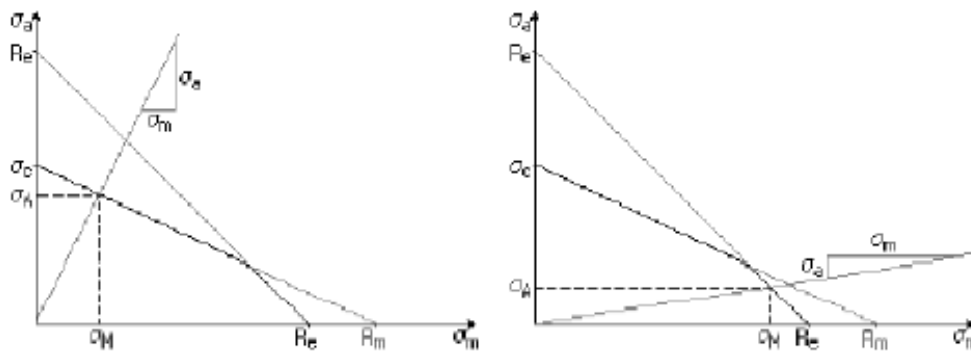


Figura 2.7: Curva de resistencia de fatiga de Goodman (tensiones normales)

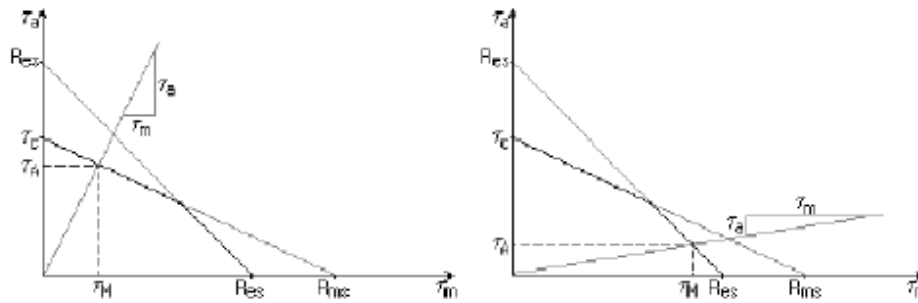


Figura 2.8: Curva de resistencia de fatiga de Goodman (tensiones cortantes)

Para estos casos normalmente se utiliza este criterio para dimensionar el eje, siendo la expresión que se utiliza:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot C_s}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{M_{fa}}{\sigma_f}\right)^2 + \left(\frac{M_{fm}}{\sigma_R}\right)^2 + \frac{3}{4} \left[\left(\frac{M_{ta}}{\sigma_f}\right)^2 + \left(\frac{M_{tm}}{\sigma_R}\right)^2\right]}}$$

Aunque generalmente es más común que se tengan esfuerzos cíclicos de flexión y esfuerzos constantes de torsión, quedando la expresión resultante:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot C_s}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{M_{fa}}{\sigma_f}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{M_{tm}}{\sigma_R}\right)^2}}$$

Esta ecuación se utiliza para determinar un diámetro preliminar sobre el que basarse. Para obtener ese valor, previamente hay que conocer los momentos flectores y torsores. Estos se obtienen a partir de los esfuerzos generados por los elementos que van acoplados en los ejes y por las reacciones en los apoyos.

Por último, se comprueba el coeficiente de seguridad obtenido según la expresión de la elipse de Hencky.

En el eje 1, existen dos zonas estriadas. El objetivo de la primera de ellas es permitir al embrague realizar su movimiento de acoplamiento, para entrar en contacto con el disco que irá en el extremo del eje 2 y transmitir la potencia. El segundo sector ranurado ha sido ideado para fijar el disco de freno al eje.

2.3.2 Engranajes epicicloidales

Para este proyecto hemos elegido un tren epicicloidal de engranajes planetarios, por lo que solo nos centraremos en estos.

ENGRANAJES PLANETARIOS

Son aquellos engranajes en los que uno o varios de los ejes que contienen son móviles. El objetivo fundamental de los trenes de engranajes epicicloidales es obtener relaciones de transmisión elevadas que no se obtienen con los trenes ordinarios.

Su función puede ser:

- Incrementar la velocidad y reducir el par
- Reducir la velocidad e incrementar el par
- Invertir el sentido de rotación
- Actuar como un único eje
- Acoplamiento entre el eje conducido y el conductor

El juego de engranajes está formado por: una corona interior, un piñón planeta central denominado sol, dos o más piñones satélites montados sobre un porta-satélites y un eje

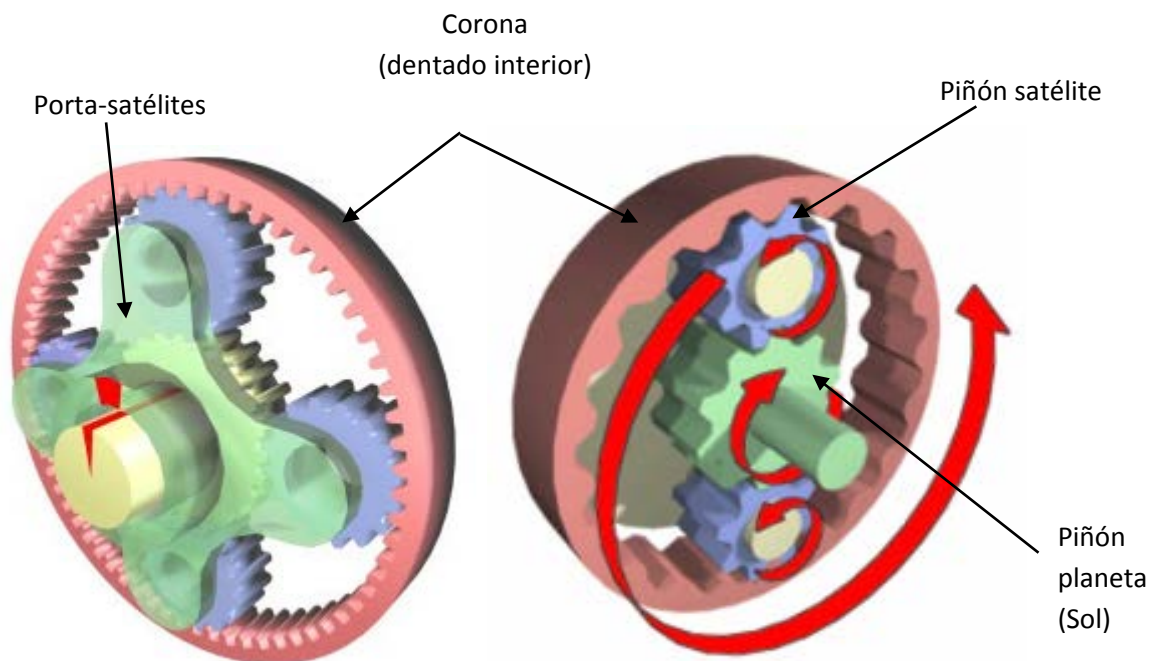


Figura 2.9: Engranajes planetarios

Hay múltiples formas de funcionamiento del engranaje planetario en función de las necesidades.

Manteniendo fijo uno de los elementos de engrane y haciendo girar otro, puede haber un aumento de velocidad, una disminución de velocidad o una inversión de giro en función de la combinación realizada. [19]

Si se mantiene fijo entre sí o solidarios dos elementos, el equipo de engrane actúa como un eje único. Si no se mantiene fijo ninguno de los elementos, no se produce transmisión de potencia.

Atendiendo a las necesidades se procederá a elegir una de las configuraciones, la configuración elegida para nuestro cabestrante es la siguiente:

Inmovilizamos la corona haciendo girar el piñón planeta (entrada de potencia) y obtenemos una reducción de velocidad en la salida del porta-satélites.

Se ha tomado esta última decisión debido a que lo más conveniente y productivo en este tipo de sistemas es bloquear la corona dentada con el fin de fijarla en la bancada de nuestro cabestrante, permitiendo un diseño mejor y dando sustento y soporte a todo el sistema. [15]

2.3.3 Rodamientos

2.3.3.1 Tipos de rodamientos

Podemos distinguir entre dos grandes grupos: de bolas y de rodillos.

2.3.3.1.1 Rodamientos de bolas

Están formados por dos anillos, uno interior solidario al eje o árbol participando de su giro, y otro exterior unido al soporte o cojinete y por lo tanto fijo con éste. Separando los dos anillos se intercalan una serie de bolas a distancia fijas, mantenidas por unas armaduras o cajones llamadas jaulas.

Existen cuatro tipos de rodamientos a bolas:

- Rígidos de bolas.
- De bolas a rótula.
- De una fila de bolas de contacto angular.
- De dos filas de bolas de contacto angular.

Rodamientos rígidos de bolas

Estos rodamientos tienen gargantas profundas y están provistos de orificios para la entrada de las bolas. Poseen gran capacidad de carga debido a la profundidad de la garganta y al tamaño que se le puede dar a la bola. La carga que pueden soportar puede ser de sentido radial o axial. Se utilizan para altas velocidades. [15]

Rodamientos de bolas a rótula

Poseen dos hileras de bolas con camino de rodadura o esférico. Debido a la esfericidad del camino de rodadura son de alineación automática, pudiéndose utilizar para corregir irregularidades de alineación o paralelismo. Se utilizan tanto de agujero cilíndrico como cónico.

Existen tres tipos:

- Agujero interior cilíndrico.
- Agujero interior cónico.
- Rodamientos con manguito de fijación, que puede ser cónico exterior, interior o cilíndrico.

Rodamientos de una fila de bolas de contacto angular

El anillo interior presenta en su forma dos diámetros, siendo uno mayor que el otro, al objeto de absorber bien las cargas axiales. Se disponen de manera que las presiones ejercidas por las bolas se apliquen oblicuamente al eje.

Son apropiados para cargas radiales o axiales, y se montan sobre el eje o árbol en contraposición al objeto de que uno absorba las cargas axiales en un sentido y el otro en el contrario. Su resistencia a las cargas axiales es mayor que en el caso anterior, puesto que se ve aumentado el ángulo de contacto entre las bolas y el anillo interno.

Rodamientos de dos filas de bolas de contacto angular

Tienen dispuesto el camino de rodadura de manera que la presión ejercida por las bolas se aplique oblicuamente con respecto al árbol o eje. Son adecuados en los casos en los que el órgano giratorio por falta de espacio deba ser soportado por un solo rodamiento. Son apropiados para absorber cargas radiales y axiales.

2.3.3.1.2 Rodamientos de rodillos

Se componen esencialmente de dos aros, uno interior fijo al eje o árbol y otro exterior unido al soporte. Entre los anillos se disponen una serie de rodillos separados a distancias fijas entre sí por medio de jaulas. Tiene una mayor capacidad de carga que los de bolas debido a que se realiza por medio de una generatriz y no por un punto como sucede en el caso anterior.

Existen tres tipos:

- Rodamientos radiales de rodillos cilíndricos.
- Rodamientos radiales de rodillos a rótula.
- Rodamientos radiales de rodillos cónicos.

Rodamientos radiales de rodillos cilíndricos

Los rodillos están guiados por pestañas entre los aros, careciendo el otro aro de dicha pestaña. Son adecuados para cargas radiales relativamente grandes y pueden soportar grandes velocidades.

Rodamientos radiales de rodillos a rótula

Poseen en el aro exterior el camino de rodadura esférico común para ambos rodillos. Son de alineación automática y pueden absorber elevadas cargas radiales y axiales.

Rodamientos radiales de rodillos cónicos

La disposición de los rodillos es de forma oblicua, de tal manera que la línea de acción de la carga a la que están sometidos los rodillos se encuentre sobre un mismo punto en el eje o árbol. Esta disposición les permite soportar grandes cargas radiales y axiales en ambos sentidos si se montan en contraposición. La resistencia a las cargas axiales es superior a las de los rodamientos radiales de rodillos cilíndricos a rótula.

Conclusión

Teniendo en cuenta todo lo anterior y conociendo las cargas en el eje, se toma la determinación de utilizar rodamientos radiales de rodillos cónicos. Esta decisión está motivada principalmente por los esfuerzos axiales que tienen que soportar los rodamientos provenientes del embrague.

2.3.3.2 Método de cálculo de los rodamientos

A continuación se va a explicar el método empleado en el cálculo a mano de los rodamientos.

- Carga equivalente

Todas las cargas que actúan sobre un rodamiento deben transformarse en una carga teórica, que nos combina los dos estados de cargas a que puede estar sometido el rodamiento. Debe tenerse en cuenta, pues, que las cargas que actúan sobre un rodamiento pueden ser:

- Radiales o axiales.
- Radiales y axiales.

La carga equivalente es el resultado de la suma de cargas anteriormente definidas, multiplicadas por los coeficientes X e Y, factores de cargas radial y axial, respectivamente.

Así pues, la carga equivalente nos queda definida por la expresión: $P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$

Siendo

- F_r = carga radial
- F_a = carga axial

Los valores para los factores X, Y para las distintas clases de rodamientos, se encuentran tabulados a partir del cociente $e \leq F_a / F_r$

Capacidad de carga dinámica, C

Se define la capacidad de carga dinámica C, como carga constante y admisible que puede soportar un rodamiento para una duración nominal de 1.000.000 de revoluciones. Como se ha indicado anteriormente, este valor se encuentra tabulado para los distintos rodamientos.

Capacidad de carga estática, Co

Cuando los rodamientos giran a velocidades muy bajas, o están sometidos a movimientos muy lentos o están estacionarios durante un periodo de tiempo, se define la capacidad estática de carga como:

“La carga que produce una deformación permanente total del elemento rodante o del camino de rodadura, en el punto de contacto más cargado, igual a 0.0001 del diámetro del elemento rodante”.

Capacidad de carga y duración de los rodamientos

La duración se define como el número de horas de funcionamiento, o el número de revoluciones a una velocidad constante, que puede efectuar un rodamiento antes de que aparezcan signos de fatiga en algunos de sus aros o cuerpos rodantes.

Su valor expresado en millones de revoluciones, nos viene dado por:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^P$$

En la que:

- C/P: es la seguridad de carga.
- L10: expresa la duración nominal de revoluciones.
- C: es la capacidad de carga dinámica para un rodamiento, tabulada para cada tipo de rodamiento.
- P: es la carga equivalente.
- Los valores para p son:
- $p = 3$ en rodamientos a bolas.
- $p = 10/3$ en rodamientos de rodillos.

Otras veces puede ser interesante, por ejemplo, en rodamientos funcionando a velocidad constante, expresar la duración nominal en horas de servicio, usando la expresión: [12]

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^P = \frac{10^6 \cdot L_{10}}{60 \cdot n}$$

2.3.3.3 Disposición de los rodamientos

Para ejes sometidos a cargas combinadas, los rodamientos se disponen en dos tipos de montajes, denominados montaje O y montaje X.

Montaje en O

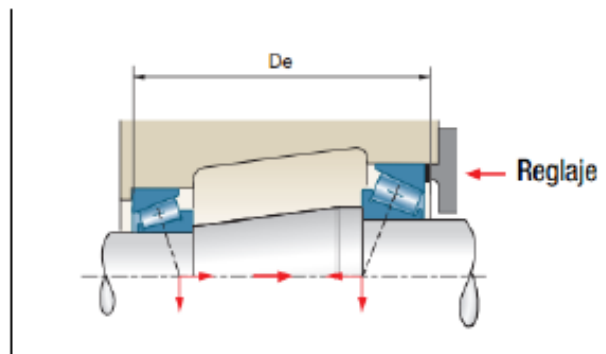


Figura 2.10: Rodamientos montaje O

Montaje en X

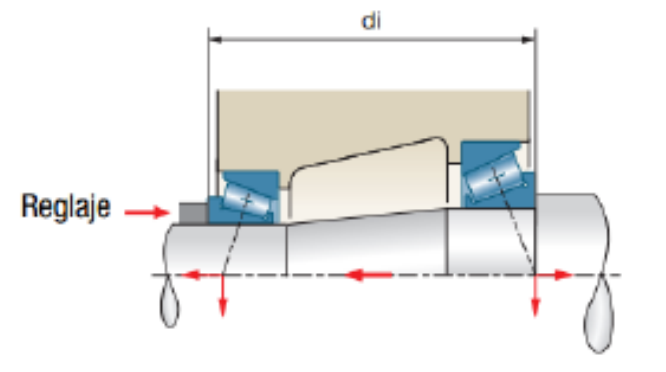


Figura 2.11: Rodamientos montaje X

Según la geometría de ambos montajes, se llega a la conclusión de que es más recomendable el montaje en X, ya que además no permite dilataciones en el árbol. Por tanto, la disposición elegida para las dos parejas de rodamientos que se necesitan en el presente mecanismo será esta última. [12]

2.3.4 Embragues

2.3.4.1 Características de los embragues

El embrague es el órgano que permite, a voluntad, establecer progresivamente o romper la unión entre dos partes sucesivas de una transmisión. La característica operacional más importante de un embrague es la progresividad.

Las funciones de un embrague son las siguientes:

- Desacoplar el motor de la transmisión.
- Transmitir el par motor de un eje a otro.

Los embragues se pueden clasificar en dos grupos:

- Embragues de dientes.
- Embragues de fricción.

En este proyecto, el embrague utilizado es de fricción, por lo que vamos a centrarnos en este tipo.

2.3.4.2 Embragues de fricción de disco.

Estos embragues actúan por rozamiento entre dos superficies de fricción. Según la forma de estas superficies se subdividen en planos y cónicos.

En estos tipos de embragues, el acoplamiento puede ser realizado a un número diferente de revoluciones, y el proceso de embragado no se realiza de forma instantánea sino que requiere un cierto tiempo para que se produzca la igualdad de velocidades entre los ejes conductor y conducido. La necesidad de que existan un tiempo se justifica, puesto que de no ser así, el esfuerzo necesario para embragar podría ser muy elevado (teóricamente infinito), ya que

$$F = m \cdot a = m \cdot \frac{v}{t}$$

Y si $t = 0$, la relación $\frac{v}{t} = \infty$ y por tanto $\rightarrow F = \infty$

Además, en el elemento motor se producirían choques o vibraciones que ocasionarían su rotura. Así pues, los elementos que se acoplan deben hacerlo de forma progresiva, de tal manera que durante el proceso de embragado la superficie de fricción del elemento conductor y del conducido deslicen hasta que se igualen las velocidades angulares de uno y otro árbol. [15]

2.3.4.2.1 Componentes principales del embrague

En el presente estudio, solo se van a calcular las dimensiones de los discos, de tal manera que sean capaces de transmitir el momento torsor que llega desde el motor. Aun así, se procede a la descripción de los principales elementos que forman un mecanismo de embrague completo.

Los componentes principales del embrague son: cárter del embrague, membrana, cojinete de desembrague, plato de empuje y disco de embrague.

El cárter del embrague, que contiene el plato de empuje y la membrana, está atornillado en el volante y gira con el eje 2 en este caso, que es que transmite la potencia al embrague desde el reductor.

El cojinete de embrague está fijado en la membrana. Cuando se fija el embrague en el volante, la membrana se pretensa y aprieta el plato de empuje y el disco contra el volante. Cuando se acciona el mecanismo de embrague, el cojinete de desembrague tira de la membrana hacia atrás y cesa la fuerza de muelle sobre el plato de empuje. El disco entonces estará desacoplado.

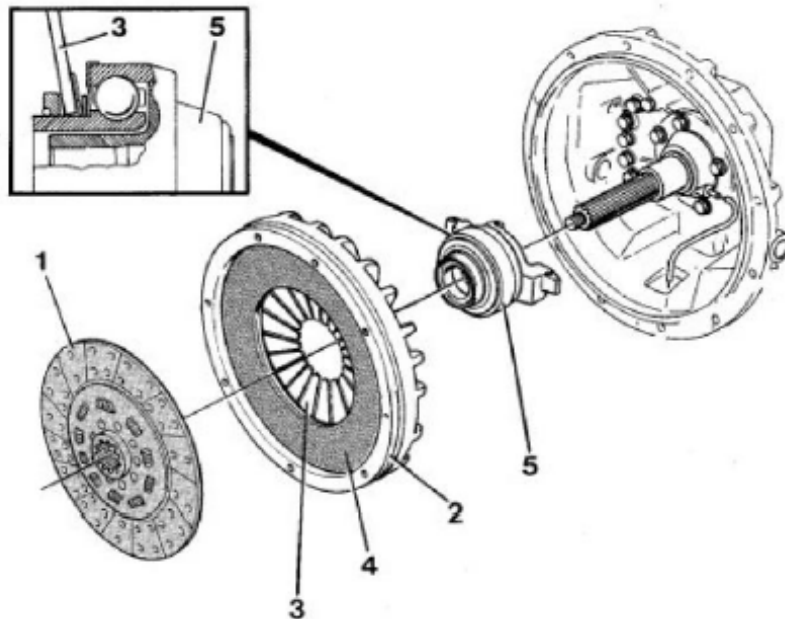


Figura 2.12: Vista explosionada embrague

1. Disco de embrague
2. Cárter o carcasa del embrague
3. Membrana
4. Plato de empuje
5. Cojinete de embrague

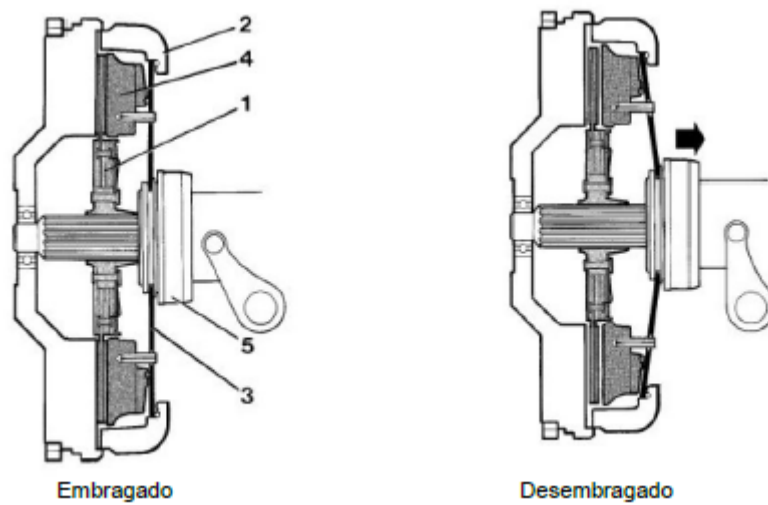


Figura 2.13: Posiciones embrague

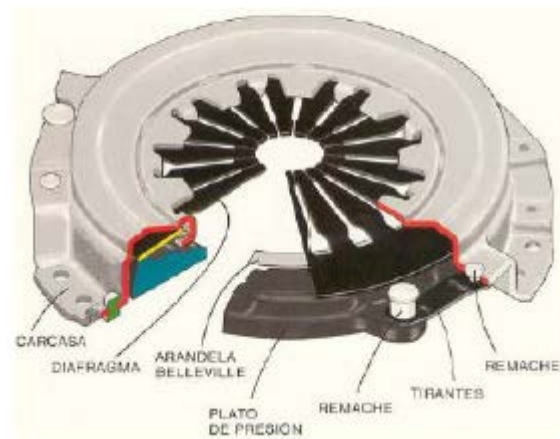
Carcasa del embrague

Figura 2.14: Carcasa 1 embrague

La carcasa es el elemento que aporta la sujeción a las restantes piezas del embrague y las mantiene en la posición correcta para poder realizar los movimientos de embrague y desembrague. Debe tener una gran precisión dimensional para asegurar el correcto funcionamiento del embrague y además debe de tener una alta rigidez, para poder soportar los esfuerzos a los que estará sometida. [11]

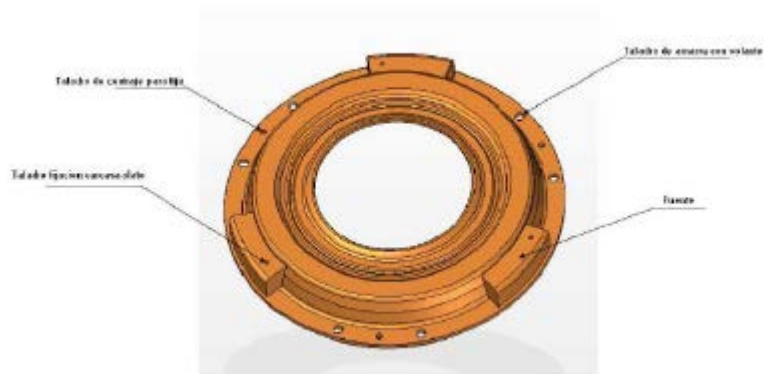


Figura 2.15: Carcasa 2 embrague

Plato de empuje

El plato de empuje o de presión es el elemento que se encarga de:

- Aplicar la carga sobre el disco para realizar la transmisión de par, transmitiendo la carga aportada por el diafragma.
- Realizar la fricción correcta sobre los forros.
- Disipar el calor que se produce en la operación de embrague.

Geométricamente el plato tiene tres partes importantes:

- La cara de fricción, donde se produce el contacto con los forros del disco.
- El cordón, que es la zona de contacto con el diafragma. Se caracteriza por la altura respecto a la cara de fricción (altura del cordón) y por el diámetro de apoyo exterior del diafragma (diámetro del cordón).
- Las orejetas, que generalmente son tres y se disponen a 120°, donde se realiza la unión con la carcasa mediante tirantes.

Para llevar a cabo correctamente todas sus funciones, el plato tiene que cumplir una serie de características:

1. Alta resistencia a la centrifugación, es la principal sollicitación a la que estará sometido el plato.
2. Coeficiente de fricción elevado y estable; además de baja abrasividad, para evitar el deterioro prematuro de los forros.
3. Resistencia a la formación de puntos caliente en la superficie de fricción.

4. Alto límite elástico, ya que una deformación permanente en la cara de fricción sería fatal para la planicidad, necesaria para la correcta transmisión de par.

El material que generalmente se utiliza para la construcción del plato de presión es la fundición gris con grafito laminar. Este tipo de fundición se caracteriza por una estructura homogénea y una gran facilidad para mecanizar, lo que es muy necesario para realizar con precisión la geometría del cordón del plato. Así mismo, también presenta un coeficiente de dilatación pequeño y una conductividad térmica elevada.

Membrana o diafragma

El diafragma es una arandela Belleville que ha sido modificada en su interior, con unas extensiones denominadas dedos en las que actúa el cojinete de desembrague. Es el elemento que aporta la carga al conjunto y por tanto se encuentra altamente solicitada a fatiga.

Geométricamente el diafragma dispone de dos partes diferenciadas:

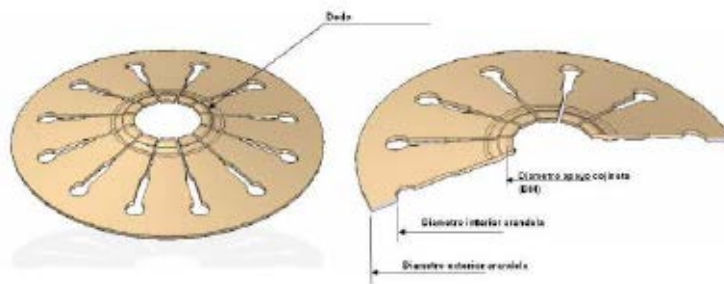


Figura 2.16: Membrana embrague

- La arandela cónica definida por sus diámetros interior y exterior y que se encarga de transmitir la carga hacia el plato.
- Los dedos, que nacen desde el diámetro interior, que tienen la función de transmitir la carga hasta la arandela, quedan determinados por su número, su forma geométrica, longitud, espesor y diámetro de apoyo del cojinete. [20]

La carga que proporciona el diafragma es la carga de su arandela cónica. Esta carga no es lineal sino que tiene una forma parabólica, de forma que, cuando el disco se va desgastando la carga aumenta. Esta característica es muy importante, ya que se garantiza que durante toda la vida útil del embrague el par se transmitirá correctamente.

La posición inicial de un diafragma siempre es la de la arandela Belleville en posición plana. A partir de ese punto, el valor de la flecha coincidirá con el del desgaste de los forros del disco, generalmente en torno a 2,5 mm.

Se puede suponer que a mayor flecha mayor es la carga que el diafragma es capaz de soportar.

De esta forma la carga que proporciona un diafragma queda definida por el diámetro exterior e interior de la arandela, su espesor y el ángulo, además del material del que está hecho. El diafragma es una pieza altamente solicitada a fatiga, por lo que es importante evitar concentraciones de tensiones en su diseño con el fin de impedir una fractura del mismo.

El material que se emplea para la fabricación de diafragmas es el acero aleado, el más comúnmente utilizado es el 50CV4.

Además es importante reseñar la relevancia de los tratamientos térmicos en la fabricación de diafragmas, generalmente se realiza el templado y revenido, seguido de un granallado de protección.

Cojinete de embrague

El cojinete recibe la acción del mando y aplica la carga sobre el diafragma para realizar las operaciones de embrague y desembrague.

La acción del mando debe ser una fuerza deslizante coaxial con el eje del embrague y con un desplazamiento definido para producir el desembrague.

Esta fuerza deber ser aplicada por el cojinete sobre un elemento que se encuentra en rotación, por tanto, el cojinete debe ser un mecanismo capaz de resolver este doble contacto.

Los utilizados en la actualidad, son cojinetes con rodamiento radial, que están engrasados de por vida y cuentan con las protecciones y obturaciones pertinentes para impedir la fuga de lubricante.

Los componentes principales de un cojinete de embrague son:

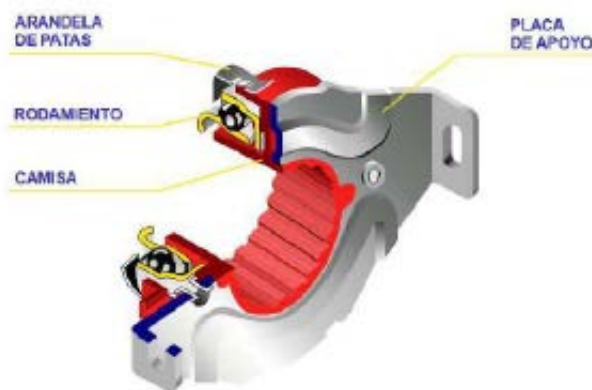


Figura 2.17: Cojinete de embrague

Disco de embrague

El disco de embrague está formado por: el disco propiamente dicho, muelles amortiguadores, el cubo del embrague y forros de fricción.

El forro de fricción, es una corona circular que se une mediante remaches al disco. Los discos de embrague disponen de dos forros de fricción, uno situado en contacto con el plato de presión, y el otro con la cara de fricción del volante motor.

El material que se emplea para estos forros es un material orgánico, sin amianto. Las características que tienen que cumplir este material es:

- Coeficiente de rozamiento elevado y estable.
- Alta resistencia a la temperatura (400 °C).
- Resistencia al desgaste.
- Resistencia mecánica, fundamentalmente a la centrifugación.

El disco está acoplado con el cubo mediante un elemento de fricción y muelles amortiguadores. Estos últimos elementos tienen como finalidad evitar el desgaste prematuro de los forros, debido a rozamientos incorrectos.

El cubo del disco del embrague es estriado. Esta construcción tiene la misión de permitir el movimiento horizontal en el eje.

Para equilibrar al máximo posible la presión sobre los forros del disco, éste tiene segmentos de chapa ondulados. Con este dispositivo, también se suaviza el embrague y se reduce el riesgo de sobrecalentamiento.

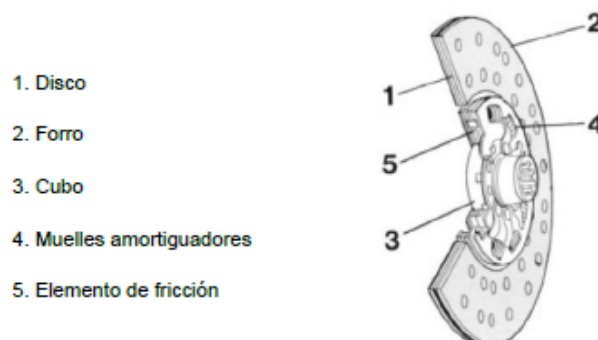


Figura 2.18: Disco de embrague

Como se comentó al principio de este apartado, el objetivo marcado para este proyecto en relación con el embrague es, aparte de conocer su principio de funcionamiento y las partes que lo forman, calcular, conociendo el momento torsor a transmitir, el tamaño de los discos necesario para ello. No es objeto del presente trabajo realizar el cálculo de todas las partes que componen este mecanismo.

2.3.4.2.2 Método de cálculo

Suponemos que la presión unitaria es uniforme entre los discos ($p = \text{cte.}$). Tomando una superficie muy pequeña y suponiendo que la fuerza normal esté concentrada en esta superficie, se tiene que:

$$dM_f = r \cdot dF$$

$$dF = f \cdot dN$$

Como:

$$p = \frac{dN}{dA} \rightarrow dN = p \cdot dA = p \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr$$

Integrando la ecuación anterior, se tiene:

$$N = p \cdot 2 \cdot \pi \cdot \left[\frac{r^2}{2} \right]_{R_i}^{R_e} = p \cdot \pi \cdot (R_e^2 - R_i^2) = P$$

$$\begin{aligned} M_f &= r \cdot f \cdot dN = p \cdot f \cdot 2 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot dr = 2 \cdot p \cdot f \cdot \pi \cdot \frac{(R_e^3 - R_i^3)}{3} \\ &= \frac{2}{3} \cdot f \cdot \pi \cdot (R_e^3 - R_i^3) \cdot p \end{aligned}$$

El esfuerzo P para mantener el embrague será:

$$P = N = p \cdot \pi \cdot (R_e^2 - R_i^2)$$

Y la presión superficial:

$$p = \frac{n}{\pi \cdot (R_e^2 - R_i^2)} \quad \text{ó} \quad p = \frac{n}{2 \cdot \pi \cdot r_m \cdot e}$$

2.3.5 Tambores

2.3.5.1 Generalidades

Los tambores de cables han de calcularse de modo que en la posición más alejada del medio de transporte no pueda arrollar más capas de cable que las previstas. Podemos dividir los tambores en dos grandes grupos:

- De una capa: el cable, normalmente ranurado, se enrolla sólo en una capa. Son los tambores que generalmente se montan en los aparatos de elevación o remolque.
- De varias capas de cable: el cable se arrolla en capas sucesivas, normalmente son lisos. Utilizados en tambores de obras públicas, en las cucharas mecánicas y en los tambores de almacenamiento que se encuentran detrás de las poleas de fricción.

La longitud de los tambores debe ser tal que en la posición inferior del gancho queden al menos 1,5 (es preferible de 2 a 3) espiras muertas, a fin de que refuercen la fijación del cable e impidan que la carga quede colgando directamente de ésta.

Perfil de la garganta

La norma DIN 15061 marca los perfiles de garganta basándose en las diferencias admisibles siguientes para el diámetro nominal del cable. [16]

Diámetro nominal del cable	$D1 < 3$	$3 < d1 < 6$	$6 < d1 < 7$	$7 < d1$
Diferencia admisible %	+8 0	+7 0	+6 0	+5 0

Tabla 2.3: Perfil de la garganta

Para alargar la vida del cable y que éste trabaje en buenas condiciones conviene asegurarse de que los ramales de cable que van desde las poleas a los tambores no formen con el plano longitudinal de la polea un ángulo v que depende de la profundidad de los surcos de la polea y el tambor. En la práctica los valores máximos de v son: [16]

- Tambores lisos $v = 2^\circ$
- Tambores acanalados $v = 6^\circ$

2.3.5.2 Método de cálculo del tambor

Las paredes del tambor están sometidas a solicitaciones de torsión, de flexión por la tracción del cable y de compresión causada por el apriete del cable.

Si los tambores son de longitud menor de tres diámetros, las tensiones de torsión y de flexión no suelen sobrepasar un 10-15% de la tensión de compresión. Por eso el cálculo de la flexión y torsión se efectúa sólo para tambores de gran diámetro y longitud, teniéndose en cuenta normalmente sólo los esfuerzos debidos a la compresión. Supongamos que un tambor soporta una única espira como puede verse en la siguiente figura: [16]

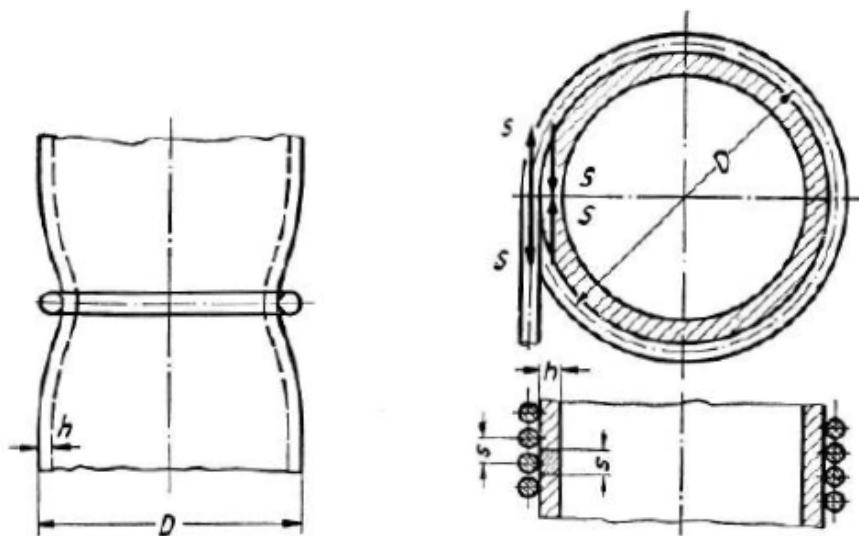


Figura 2.19: Compresión en el tambor

Debido a la tracción del cable, el tambor se comprime y sufre una flexión en sentido paralelo al eje del tambor. Los esfuerzos máximos debidos a una espira, siendo S la tracción del cable en daN son:

$$\sigma_c = 9,3 * S^4 \sqrt{\frac{1}{D^2 \cdot h^6}} \text{ (MPa)}$$

$$\sigma_f = 16,1 * S^4 \sqrt{\frac{1}{D^2 \cdot h^6}} \text{ (MPa)}$$

En servicio normal el tambor no se encuentra cargado con una sola espiral, si no que el cable comienza a enrollarse desde un extremo del tambor, por lo que si la tracción del cable no varía, la sollicitación de la flexión local del cable será nula ya que la generatriz deformada permanecerá recta. No obstante, los esfuerzos de compresión se añadirán

hasta que la sección correspondiente al paso del enrollamiento sea solicitada por la tracción del cable, calculándose entonces el esfuerzo de compresión como:

$$\sigma = \frac{S}{h \cdot s} \text{ (MPa)}$$

- S = tracción del cable en N
- h = espesor del tambor (mm)
- s = paso del enrollamiento (mm)

Con la hipótesis anterior no se cumple exactamente, pues a medida que el cable se va arrollando sobre el tambor disminuye la tracción del cable en las primeras espiras debido al rozamiento, podremos decir para un tambor recubierto totalmente de espiras que el esfuerzo de compresión es:

$$\sigma = 0,85 \frac{S}{h \cdot s} \text{ (MPa)}$$

En el extremo de arrollamiento, el esfuerzo es inferior, puesto que la parte del tambor todavía no recubierta de espiras refuerza a la parte ya recubierta en la cual el esfuerzo a compresión es:

$$\sigma_{ca} = 0,5 \frac{S}{h \cdot s} \text{ (MPa)}$$

No obstante, en ese lado subsiste una fuerte flexión local de valor:

$$\sigma_{fa} = 9,6 * S \sqrt{\frac{1}{D^2 \cdot h^6}} \text{ (MPa)}$$

Las dos solicitaciones son simultáneas, aunque actúan secciones desfasadas 90°. Como se trata de solicitaciones repetidas, es conveniente que los esfuerzos no sobrepasen los siguientes valores:

Fundición $\sigma_{fa} = 20 - 25 \text{ MPa}$

Acero $\sigma_{ca} = \sigma_{fa} = 70 \text{ MPa}$

Estos valores son en servicio normal. En caso de que el tambor trabaje en servicio ligero, se puede aumentar este valor en un 25%.

Una vez obtenido el diámetro del cable, se pueden obtener las dimensiones de las acanaladuras de los tambores.

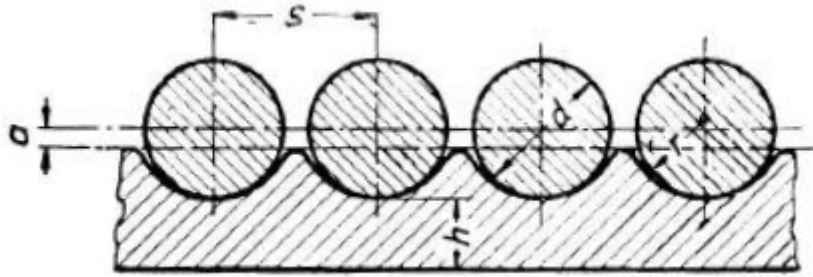


Figura 2.20: Ranuras en el tambor[16]

Diámetro del cable	10.	13.	16.	19.	22.	27.	33.	40.	44.
s	12	15	18	22	25	31	37	45	49
r	5,5	7	9	10,5	12	15	18	22	24
a	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5	6

Tabla 2.4: Dimensiones ranurado tambor

Una vez se tiene el tambor dimensionado en cuanto a diámetro y tamaño de las ranuras para los cables, el siguiente paso consiste en determinar su longitud. Para ello se tiene en cuenta la longitud del cable y el paso entre los acanalador del tambor. [16]

La superficie en contacto con el cable estaría resuelta en este punto, pero queda decidir cómo se fabricará el resto del tambor. Se decide realizar un eje hueco donde se alojará el eje 1, que conectará con la superficie acanalada mediante radios en los extremos.

2.3.6 Cables

2.3.6.1 Generalidades

Como órganos flexibles de las máquinas para desplazar carga se emplean preferentemente metálicos. Un cable metálico es un elemento constituido por alambres agrupados formando cordones, que a su vez se enrollan sobre un alma formando un conjunto apto para resistir esfuerzos de extensión. Los elementos componentes del cable son: [16]

- Alambres: generalmente de acero, aleado o no, refilado al horno y con carga de rotura a tracción entre 1200 y 1800 MPa.
- Almas: son los núcleos en torno a los cuales se enrollan los alambres y los cordones. Suelen ser metálicas, textiles (cáñamo, algodón) y antiguamente, incluso estaban formadas de amianto.
- Cordones: son las estructuras más simples que podemos constituir con alambres y almas: se forman trenzando los alambres, bien sobre un alma o incluso sin alma.
- Cabos: son agrupaciones de varios cordones en torno a un alma secundaria utilizados para formar otras estructuras.

Con los alambres, almas, cordones y cabos se construyen los cables.

No obstante y debido a la diversidad de configuraciones existentes, con el fin de conocer más a fondo la estructura y comportamiento del cable, pasamos a estudiar seguidamente:[16]

- La estructura transversal de los cordones.
- La estructura transversal de los cables.
- Los sistemas de trenzado de alambres y cordones.

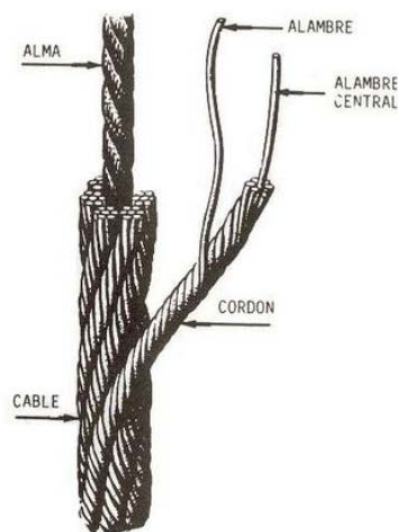


Figura 2.21: Estructura cable

- Estructura transversal de los cordones

La estructura transversal de los cordones está estrechamente relacionada con el trenzado longitudinal de los alambres, pudiendo ser éste:

- De pasos iguales en cordones con alambres diferentes. En ellos los alambres no se entrecruzan si no que se apoyan unos en otros en toda su longitud, consiguiéndose una mayor flexibilidad, mayor resistencia a la compresión y mayor capacidad de carga.
- Normal o de ángulos iguales: Todos los alambres son de igual diámetro, formando el mismo ángulo de cableado, por lo que los pasos de cada capa de alambre son distintos y proporcionales a los diámetros medios de cada capa.

Tanto en unos como en otros, el torcido de los cordones sobre el alma se puede realizar a derechas o a izquierdas.

Podemos clasificar los cordones en:

Cordones de alambres de igual diámetro

Alambres de forma circular. Cada capa tiene 6 alambres más que la precedente.

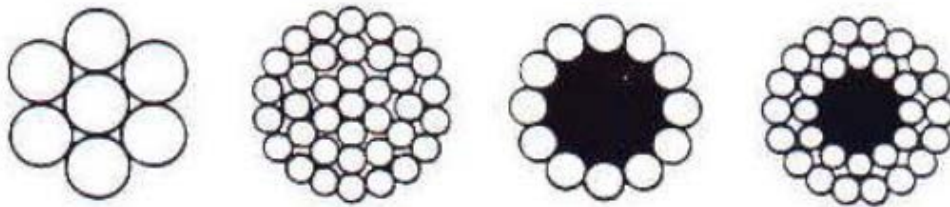


Figura 2.22: Cables de igual diámetro[16]

Cordones de alambres de diferente diámetro

Existen tres tipos bien definidos:

- Seale: Las dos últimas capas llevan igual número de hilos.



Figura 2.23: Cable Seale

- Warrington: La capa exterior lleva alambres de dos diámetros distintos.



Figura 2.24: Cable Warrington

- Filler-wire: Con hilos más finos para llenar los huecos existentes entre las capas. Tienen más sección metálica y mayor resistencia al aplastamiento.



Figura 2.25: Cable Filler-wire

- Estructura transversal de los cables

Atendiendo a su complejidad, podemos dividirlos en formados por:

- Un solo cordón (monocordes).
- Varios cordones (cables de cordones).
- Varios cables (cables de cabos).

Cables monocordes

También llamados espiroidales, son enteramente metálicos. En este tipo están incluidos los cordones de tipo cerrado y semicerrado.

Cables de cordones

Son los más utilizados en la práctica. El número de cordones oscila entre 3 y 8, siendo el más común 6 por ser bastante redondo y con buena superficie de apoyo. Los cables con número de cordones bajos presentan aristas en las que se concentran los desgastes de cable. En los de más de 6 cordones, se obtiene una buena flexibilidad, pero aparecen problemas de aplastamiento del alma. Dentro de este apartado se encuentran las estructuras antigiratorias constituidas por capas de cordones trenzadas en sentido contrario, con lo que minimizan la tendencia natural de los cables a girar bajo el peso de las cargas libremente suspendidas de ellos. [15]

- Sistemas de trenzado de los alambres y cordones

Tan importante como la estructura transversal de los cables es el sistema de torcido longitudinal de los mismos. Se entiende por paso de cableado el paso de las hélices formadas por los cordones o cables al retorcerse para formar el cable o cordón. Si el sentido de torcido se hace siguiendo la dirección de las agujas del reloj, obtendremos torsión derecha; y torsión izquierda si es en sentido contrario.

Atendiendo al sentido de torsión de los alambres en los cordones y el de los cordones en los cables tendremos:[16]

Torsión cruzada o normal

El sentido de cordoneado de los alambres es el contrario al sentido del cableado de los cordones. Según el cableado de los cordones, puede ser a derecha o a izquierda.

Torsión Lang o de sentido único

Los alambres en el cordón y los cordones en el cable se tuercen en la misma dirección. Dependiendo del sentido de cableado de los cordones, será a derecha o a izquierda.

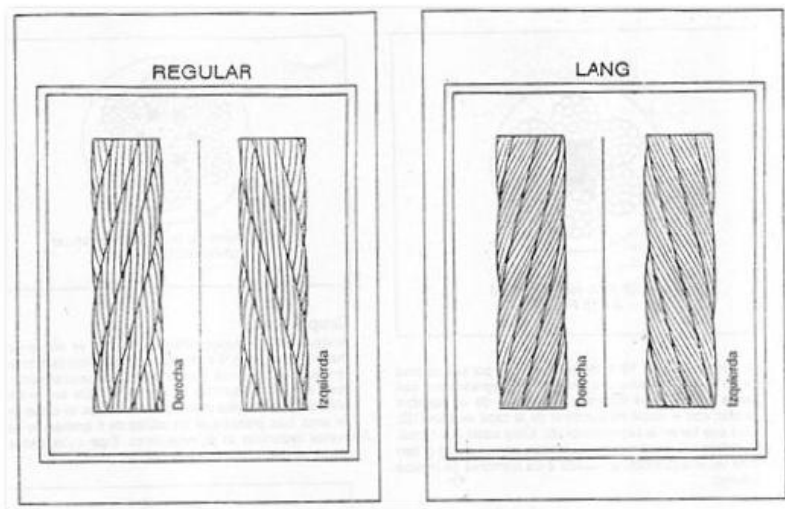


Figura 2.26: Torsión de los cables

El torcido cruzado es el más utilizado por su menor tendencia a destorcerse, y por tener una mayor resistencia estructural. Sin embargo, en muchos casos es preferible utilizar el torcido Lang por su mayor flexibilidad y una mayor superficie de apoyo, tener la superficie exterior más lisa y un mejor llenado del área de la sección transversal. Además sufren un desgaste menor al trabajar en poleas o tambores.

Como el cable irá en un tambor, se empleará cable Lang para reducir su desgaste.

2.3.6.2 Aceros empleados en la fabricación de cables

Se parte del ferromanganeso de acero con contenido en carbono entre 0,3 a 0,8 %, 0,3 % de Si y 0,8 % de Mg, en diámetros que oscilan entre 5 y 10 mm.

Después, los alambres sufren un proceso de tres fases:

- Patentado. Con el fin de dar a los alambres la ductilidad suficiente para poder someterlos a la operación de trefilado.
- Decapado, bonderizado y encalado. Para eliminar óxidos superficiales y preparar y proteger la superficie.
- Trefilado. Proceso en frío consistente en reducir la sección de alambre haciéndolo pasar por orificios de diámetro decreciente. Con ello se produce un endurecimiento del material. Mediante estas operaciones podemos conseguir alambres con resistencia a la rotura de 900 a 1800 e incluso más de 2000 MPa.

Los ensayos de duración aconsejan no exceder de 1800 MPa con el fin de obtener la máxima duración. Los valores máximos de resistencia en función del diámetro de los alambres son:

Diámetros (mm)	Resistencia (MPa)
0.5 a 1.5	1800
1.5 a 2	1600
2 a 3	1500
3 a 4	1400
Más de 4	1200

Tabla 2.5: Resistencia de alambres

2.3.6.3 Resistencia a la rotura de los cables

Hay que diferenciar entre:

- Carga de rotura real: la comprobada por ensayo de tracción sobre un trozo entero de cable. Es la empleada en cálculo.
- Carga de rotura teórica: la calculada multiplicando la sección metálica por la resistencia específica del acero empleado.
- Carga de rotura totalizada: obtenida sumando los resultados de ensayos de todos los alambres.
- Carga de rotura calculada: obtenida al disminuir a la totalidad la pérdida debida al cableado de los alambres. Esta pérdida oscila según los diferentes cables entre el 5 % y el 23 %.

2.3.6.4 Estructura de los cables y solicitaciones en el servicio

A) Encurvación

El paso de los cables por las poleas y su enrollamiento sobre los tambores generan en éstos una fatiga por flexión, tanto mayor cuanto más rígido sea el cable. La flexibilidad depende de:

- El grueso de los alambres del cable: a igualdad de sección metálica, la flexibilidad aumenta en proporción con el número de alambres del cable.
- La sección textil del cable: a igualdad de diámetro, la flexibilidad será mayor cuando la relación entre la sección textil y la sección total del cable sea más elevado.
- Del tipo de cableado: más flexibles los cables Lang que los cruzados.
- De su preformación: el preformado es el más flexible.
- Del acero empleado: los aceros de resistencia específica menor dan cables más flexibles.

Por lo tanto, las fatigas por flexión de los cables serán menores si se eligen estructuras de muchos alambres, cordones con almas textiles, torsión Lang, preformados y fabricados en acero de baja resistencia específica.

B) Aplastamiento

Se produce aplastamiento cuando los cables se apoyan en las gargantas de poleas y tambores, desplazándose los alambres de sus posiciones con lo que se debilita el cable. Al enrollarse el cable en capas sucesivas del tambor, se produce fatiga por aplastamiento.

Los cables más aptos para resistir el aplastamiento son los de alambres gruesos, con 6 cordones, alma metálica, torsión Lang y cordoneado de igual paso (Seale, Warrington).

C) Estrepada

Son los fuertes estirones repentinos del cable que provocan en éste deformaciones respecto de su condición inicial. Fundamentalmente se producen estos fenómenos en las máquinas de minería y obras públicas. Los cables más apropiados para evitar este fenómeno son los de cordoneado Seale y con alma metálica.

D) Abrasión

La resistencia de un cable al desgaste es la que se opone a la abrasión del mismo. Como el desgaste es función de la presión específica, y esta función de la superficie de contacto, los cables más apropiados son los que con igual diámetro presenten la máxima superficie de apoyo. Por lo tanto se recomienda el cable Lang.

E) Corrosión

Sobre los cables, que generalmente se encuentran en instalaciones al aire libre, se presenta el fenómeno de la corrosión. Para evitar en la medida de lo posible este deterioro, los cables se engrasan, pero hay casos en los que esto no resulta suficiente y es necesario proteger superficialmente los cables con capas de cinc. Es importante evitar la corrosión de los cables pues ésta reduce la sección metálica transversal y por ello, la resistencia mecánica, capacidad contra la abrasión, elasticidad y flexibilidad de los cables. El galvanizado de los cables los protege de la corrosión, pero disminuye un 10% su resistencia y un 15% su flexibilidad. En líneas generales, la mejor solución contra la corrosión se consigue con un engrasado meticuloso realizado periódicamente.

2.3.6.5 Elección de la estructura del cable

A la hora de seleccionar la estructura del cable debemos tener en cuenta todas las consideraciones anteriormente apuntadas. El principal problema que se presenta es determinar cuál es la acción más importante y la que marcará el límite de la vida del cable.

A modo de orientación se incluye la siguiente tabla, si bien en última instancia es la experiencia quien permite discernir entre la mayor o menor preponderancia de cada uno de los efectos anteriormente citados.

- Guía de determinación del tipo de la estructura del cable:

Trabajo del cable	Características de la estructura
Cable resistiendo principalmente esfuerzos de extensión.	Cable grueso Alambre de mucha resistencia Alma metálica
Cable resistiendo principalmente a la abrasión.	Cable de alambres exteriores gruesos Alambre de mucha resistencia Cableado Lang
Cable resistiendo principalmente esfuerzos de encurvación.	Cable de alambres delgados Alambre de baja resistencia Muchos alambres por cordón Cableados Lang y Preformación
Cable resistiendo principalmente esfuerzos de estrepada y aplastamiento.	Cable grueso Pocos alambres por cordón Cableado cruzado Alma metálica Cordoneado paralelo

Tabla 2.6: Guía de determinación del tipo de la estructura del cable

- Coeficientes de seguridad

Depende el límite del acero empleado y las condiciones de la instalación.

Existen normas que marcan los coeficientes y normas de cálculo según la aplicación a que se destine el cable. A modo de orientación pueden servir las siguientes: [16]

Determinación del coeficiente de seguridad

	Coeficientes de Seguridad
Cables fijos, de puentes colgantes	3 – 4
Cables tractores para teleféricos	5 – 7
Cables de labor, elevación y guías	5 – 9
Cables para instalaciones importantes	8 - 12
Cables para transporte de personal	8 – 12
Cables para pozos de extracción	8 - 12
Cables para ascensores	12 – 22
Cables para cabestrantes y trenajes	4 - 6
Cables para montacargas	8 - 12

Tabla 2.7: Determinación del coeficiente de seguridad [16]

En general se eligen los cables para tornos y cabestrantes de entre las siguientes composiciones:

Diámetro del cable	Composición
6 a 20 mm	$6 \times 7 (1 + 6) + 1$
10 a 20 mm	$6 \times 19 (1 + 6 + 12) + 1$ $6 \times 37 (1 + 6 + 12 + 18) + 1$ $6 \times 19 (1 + 9 + 19)S + 1$ $6 \times 25(1 + 6.6 + 12)F. + 1$ $6 \times 36 (1 + 7 + 7.7 + 14)W.S. + 1$

Tabla 2.8: Cables típicos

Haciendo uso de la teoría anterior, en la parte de cálculos se seleccionará el cable más adecuado para la instalación proyectada.

2.3.7 Frenos

2.3.7.1 Introducción

En las máquinas de elevación se emplean frenos para detener el movimiento de la carga, el carro el puente o pórtico, etc. Presentan la particularidad de que comienzan a frenar cuando dejamos de alimentarlos eléctricamente o de accionarlos mecánicamente. Esto se debe a consideraciones de seguridad. Si el equipo queda sin tensión, el freno actúa por medio de un resorte. [15]

2.3.7.2 Cálculo del momento de frenado

Para el cálculo del freno se parte del par máximo desarrollado por el motor eléctrico. El freno debe ser capaz de detener el movimiento venciendo el par del motor y la inercia de la carga si en elevación o de la masa trasladada si es de traslación. En elevación debe equilibrar además el par debido al peso de la carga.

La fórmula empleada para calcular el par de frenado es:

$$M_{\text{frenado}} = M_{\text{motor}} \cdot K$$

$$K = 2 \div 2,5$$

El coeficiente también depende de las especificaciones del cliente. A partir del par de frenado se puede seleccionar la pinza y el disco de freno.

2.3.7.3 Actuadores eléctricos

Para vencer la fuerza del resorte de freno y levantar la cinta o las zapatas se emplean actuadores. Pueden ser eléctricos o mecánicos. Muchas veces llevan incorporados el resorte en su interior. Existen dos tipos fundamentales de actuadores eléctricos: por electroimán y electrohidráulicos. [16]

2.3.7.4 Frenos electromecánicos

2.3.7.4.1 Frenos de cinta

Constan de una banda de acero de 2 a 5 mm de espesor y de 70 a 150 mm de ancho guarnecida con Ferodo. Esta cinta se enrolla sobre una polea 200 a 750 mm de diámetro, con un arco de contacto de 250°. En movimientos de elevación se monta de

forma que el freno sea más efectivo en el sentido del descenso. Estos frenos están en desuso debido a los desajustes causados por el mal reparto de tensiones mecánicas. Sólo son usados, como freno de seguridad complementaria, en la elevación de la pluma en grúas portacontenedores de gran tamaño.

2.3.7.4.2 Frenos de mordazas

Estos son, con gran diferencia, los frenos más usados en aparatos de elevación de tipo mediano y grande. Dentro de este tipo de frenos podemos distinguir entre los frenos de electroimán y los frenos accionados por Eldro.

2.3.7.4.3 Frenos de disco

Los frenos de discos empleados en aparatos de elevación constan de un disco de acero, una pinza con dos bombines en oposición y una central hidráulica accionada por un motor eléctrico. Se suelen emplear formando conjuntos compactos con los motores.

2.3.7.4.4 Frenos cónicos

El rotor del motor es de forma cónica y encaja con el freno. Al conectar el motor se comprime el resorte del freno y se desbloque el rotor. Al desconectar la corriente, el freno actúa directamente sobre el rotor.

2.3.7.5 Conclusión y descripción de los elementos que forman el sistema

Una vez conocidas las posibilidades y tipos de frenos, se procede a la selección del que se va a emplear. Según el tipo de aplicación que nos ocupa, se ha decidido utilizar un freno de disco para detener el movimiento de desplazamiento y fijar la posición de la carga.

Ahora se pasa a explicar las partes principales del sistema de frenado elegido.

2.3.7.5.1 Disco de freno

Este elemento es un componente muy importante del freno. El disco de freno ha de transmitir una gran cantidad de energía en forma de calor y un par de frenado alto. Por este motivo se ha elegido un disco de freno macizo, lo cual supone una menor formación de grietas y menos vibraciones en el freno. La disminución de la formación de grietas supone a su vez un menor desgaste en los forros de freno.

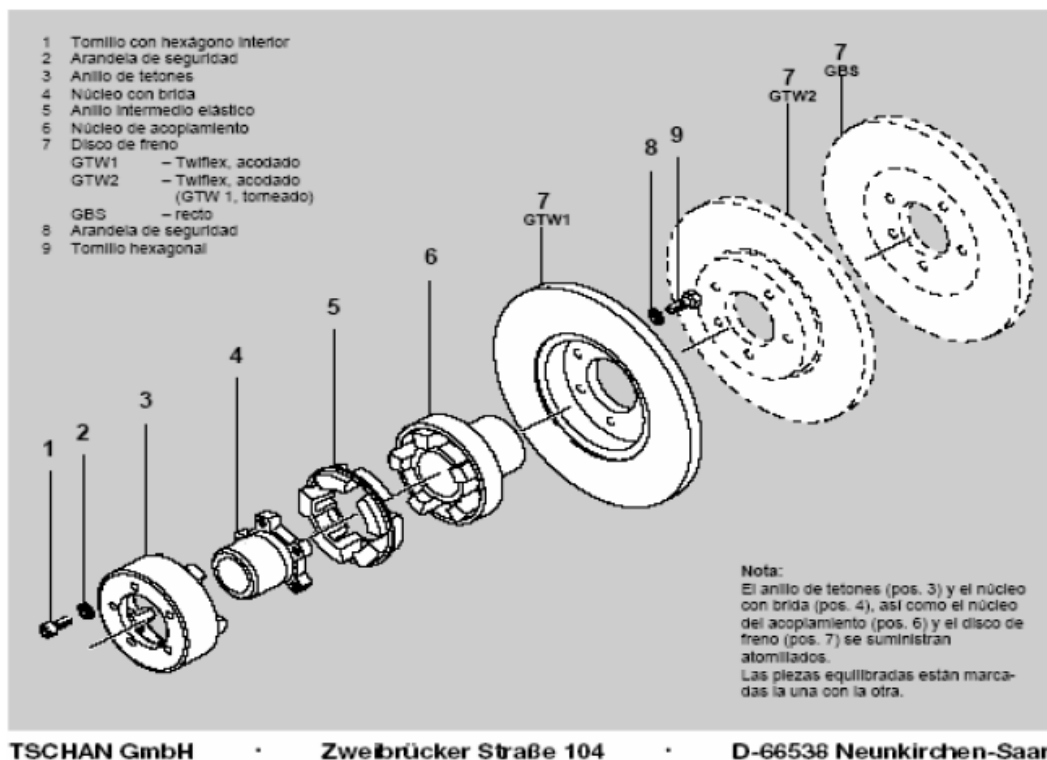


Figura 2.27: Vista explosionada freno

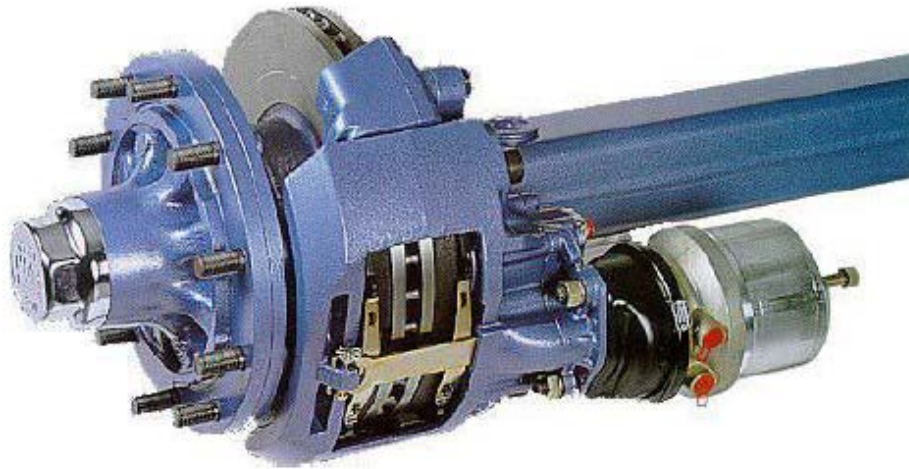


Figura 2.28: Sistema de freno 1

2.3.7.5.2 Pastillas de freno

La pastilla del freno de disco está formada por una placa de acero y un material de fricción sin amianto. La principal función del material de fricción es convertir la fuerza del mecanismo de freno en fuerza de fricción entre el forro y el disco.

Las pastillas deben soportar grandes fuerzas cortantes y de apriete, y también altas temperaturas. Es importante además, conseguir un compromiso adecuado entre el frenado y la duración de las pastillas.

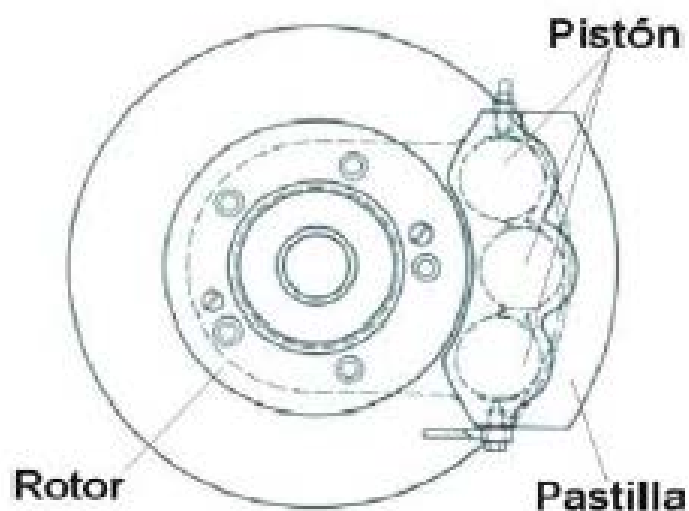


Figura 2.29: Sistema de freno 2

2.3.7.5.3 Pinza de freno

La pinza de freno es el elemento encargado de soportar las pastillas además de empujarlas contra el disco cuando se presuriza el sistema.

La pinza es un elemento crítico del sistema de freno y está sometida a esfuerzos importantes durante el frenado tales como vibraciones, excesiva temperatura y otros elementos agresivos.

Existen diferentes tipos de pinzas de freno según el sistema de freno y el fabricante. Sin embargo todas se basan en el hecho de que después de liberar la presión del circuito, permiten que la pastilla de freno, continúe en contacto con el disco de freno, de forma que en la próxima frenada, el efecto de esta sea inmediato sin necesitar un tiempo de aproximación entre la pastilla y el disco de freno. Este contacto queda garantizado por los retenes del pistón de la pinza, por el propio sistema hidráulico y lógicamente genera un efecto permanente de frenado cuyo valor es crítico para el buen funcionamiento del sistema.

Su principio de funcionamiento es sencillo. Cuando se da la orden de frenado, el cilindro presuriza el líquido de frenos, que empuja a los pistones de la pinza, que empujan a las pastillas contra el disco.

Dentro de la pinza encontramos los pistones, que son muy importantes en el conjunto hidráulico del mecanismo. Consiste en un sencillo émbolo que se puede desplazar a lo largo del cilindro que se encuentra ubicado en la zona del estribo de la pinza. A pesar de ser una pieza sencilla debe hallarse rectificada y con su superficie de contacto pulida y acoplada a su cilindro. Así en su movimiento empujará las pastillas contra el disco.

2.3.7.5.4 Cálculo

Las expresiones utilizadas para el dimensionamiento del freno son las siguientes: [11]

$$M_{\text{freno}} = \alpha \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot p \cdot (r_e^2 - r_i^2)$$

Con:

$$\pi/4 < \alpha < \pi/2$$

$$\operatorname{tg} \psi = 0,3$$

$$p = 2 \text{ MPa}$$

$$150 < r_e, r_i < 350 \text{ (mm)}$$

Tomando como momento de frenado necesario el obtenido anteriormente.

2.3.8 Carcasa

Se ha propuesto una carcasa que recubra el mecanismo y lo proteja de los agentes externos. Aparte de esta función, este elemento tiene que servir de bancada. Para ello, se han realizado alojamientos que sirven de asiento a los rodamientos. Estas zonas deben de ir rectificadas y con unas tolerancias adecuadas.

En la carcasa también se ha diseñado un soporte que sirve de anclaje a la pinza de freno, ya que debe de estar firmemente sujeta a la bancada para poder realizar correctamente su función.

MEMORIA DE CÁLCULOS

Índice

3	Memoria de cálculos.....	73
3.1	Cálculo cable.....	73
3.1.1	Consideraciones previas	73
3.1.2	Elección del tamaño y tipo.....	74
3.2	Cálculo tambor	77
3.2.1	Consideraciones previas	77
3.2.2	Diámetro del tambor	77
3.2.3	Longitud del tambor	80
3.3	Cálculo del Embrague.....	81
3.3.1	Consideraciones previas	81
3.3.2	Cálculos	82
3.4	Cálculo del freno.....	84
3.4.1	Consideraciones previas	84
3.4.2	Desarrollo de los cálculos.....	84
3.5	Cálculo eje 1.....	86
3.5.1	Consideraciones previas	86
3.5.2	Esfuerzos en el eje	86
3.5.3	Cálculo de reacciones en los apoyos.....	88
3.5.4	Cálculo del diámetro del eje	91
3.6	Cálculo eje 2.....	94
3.6.1	Consideraciones previas	94
3.6.2	Esfuerzos en el eje	94
3.6.3	Cálculo de reacciones en los apoyos.....	95
3.6.4	Cálculo del diámetro del eje	97
3.7	Cálculo engranajes y de la relación de transmisión en modo reducción.....	100
3.8	Cálculo rodamientos	109
3.8.1	Rodamiento Eje 1	109
3.8.1	Rodamiento Eje 2	111

3 Memoria de cálculos

3.1 Cálculo cable

3.1.1 Consideraciones previas

Como ejemplo práctico de aplicación, establecemos la carga a remolcar a partir del vehículo todoterreno Jeep Wrangler, con una MMA de 2128 Kg. Tal y como describimos al inicio del proyecto, es recomendable usar un cabestrante que sea capaz de tirar 1,5 veces el peso de nuestro vehículo, por lo que fijamos la carga máxima en 3192 Kg que es la que emplearemos en todos los cálculos.



Figura 3.1: Jeep Wrangler

Sobre el coeficiente de rozamiento, partimos de una situación en la que el vehículo está bloqueado y no puede girar, por lo que el coeficiente válido a aplicar sería el estático y no el de rodadura. Diversos autores apuntan un coeficiente estático de neumático sobre cemento seco de 0,9 que puede variar hasta en un 25%. [26] Por lo tanto para nuestro caso y teniendo un escenario desfavorable en el que el vehículo se encuentra bloqueado sobre barro, se toma la decisión de tomar un coeficiente estático de 1, siendo la carga a considerar para los cálculos 3192 Kg.

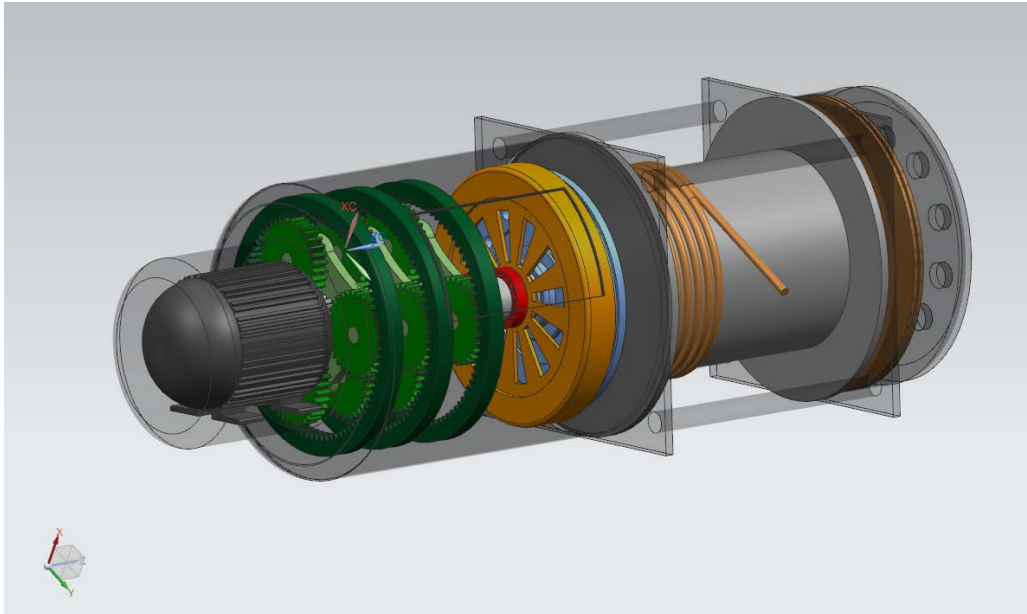


Figura 3.2: Vista global cabestrante en NX 9.0

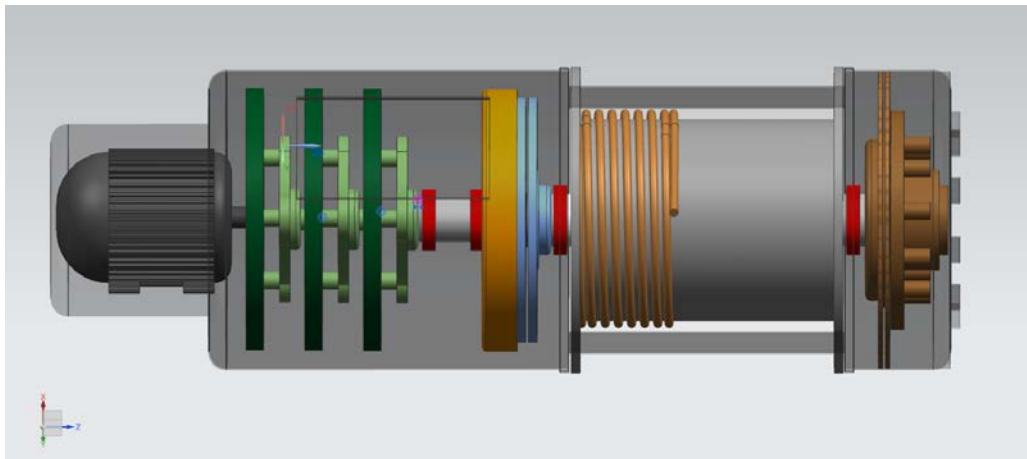


Figura 3.3: Vista lateral cabestrante en NX 9.0

3.1.2 Elección del tamaño y tipo

Para determinar el tipo de estructura del cable, se tiene en cuenta su forma de trabajo. Se ha considerado que el tipo de sollicitación predominante de la aplicación, y por tanto del cable, es a extensión. Como se ha visto en el apartado de teoría, el cable tendría que ser grueso, con alma metálica y alambre de gran resistencia.

El cable, por el hecho de estar al aire libre, tiene riesgo de sufrir corrosión. Es necesario indicar al suministrador del cable esta condición, a fin de que el cable esté engrasado para aumentar su protección.

El cable elegido tiene como denominación es 6 x 36 (1+7+7.7+14) W.S. y tiene como carga de rotura 68,5 KN. La denominación, como se ha visto en la memoria descriptiva,

indica que el cable tiene 6 cordones, mientras que cada cordón está formado por 36 alambres.

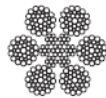
Entre paréntesis se indica la disposición de los alambres en el cordón. El alma es metálica, al no indicarse con un “+1” que tiene alma textil. La denominación W.S. hace referencia al tipo de cordón usado, que es una mezcla entre el Warrington y el Seale.



Figura 3.4: Configuración cable Warrington-Seale

A partir del catálogo de un fabricante de cables de acero, elegimos el más adecuado a nuestras solicitudes [14]

AGUILA
CLASE 6 x 36
Alma de Acero (AA)

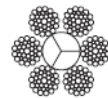


Diámetro		Peso Aprox.	Resist. ruptura ton. métrica	
mm	plg	kg/m	A.M.	A.E.M.
6.35	1/4	0.170	2.76	3.08
7.94	5/16	0.270	4.16	4.78
9.54	3/8	0.390	5.95	6.85
11.11	7/16	0.520	8.07	9.25
12.70	1/2	0.680	10.40	12.10
14.29	9/16	0.880	13.20	15.20
15.88	5/8	1.070	16.20	18.70
19.05	3/4	1.550	23.20	26.70
22.23	7/8	2.110	31.40	36.10
25.40	1	2.750	40.70	46.90
28.58	1 1/8	3.480	51.30	59.00
31.75	1 1/4	4.300	63.00	72.50
34.93	1 3/8	5.210	75.70	87.10
38.10	1 1/2	6.190	89.70	103.00
41.27	1 5/8	7.260	104.00	120.00
44.45	1 3/4	8.440	121.00	139.00
47.62	1 7/8	9.670	138.00	158.00
50.80	2	11.000	156.00	180.00
53.98	2 1/8	12.400	174.00	200.00
57.15	2 1/4	13.900	195.00	224.00
60.33	2 3/8	15.500	217.00	249.00
63.50	2 1/2	17.300	238.00	274.00
66.67	2 5/8	19.000	261.00	299.00

Construcciones:

- 6x31 (12/6+6/6/1) Warrington Seale
- 6x36 (14/7+7/7/1) Warrington Seale
- 6x41 (16/8+8/8/1) Warrington Seale
- 6x43 (14/14/7/7/1) Filler Seale

SUPERFLEXIBLE
CLASE 6 x 36
Alma de Fibra (AF)



Diámetro		Peso Aprox.	Resist. ruptura ton. métrica	
mm	plg	kg/m	A.M.	A.E.M.
6.35	1/4	0.160	2.49	2.70
7.94	5/16	0.240	3.86	4.20
9.53	3/8	0.350	5.53	6.10
11.11	7/16	0.480	7.50	8.20
12.70	1/2	0.630	9.71	10.70
14.29	9/16	0.790	12.20	13.50
15.88	5/8	0.980	15.10	16.60
19.05	3/4	1.410	21.60	23.80
22.23	7/8	1.920	29.20	32.10
25.40	1	2.500	37.90	41.70
28.58	1 1/8	3.170	47.70	52.40
31.75	1 1/4	3.910	58.50	64.50
34.93	1 3/8	4.730	70.50	77.60
38.10	1 1/2	5.630	83.50	91.60
41.27	1 5/8	6.610	97.10	107.00
44.45	1 3/4	7.660	112.00	124.00
47.62	1 7/8	8.800	128.00	142.00
50.80	2	10.000	146.00	160.00
53.98	2 1/8	11.300	162.00	178.00
57.15	2 1/4	12.700	181.00	199.00
60.33	2 3/8	14.100	201.00	221.00
63.50	2 1/2	15.600	221.00	243.00
66.67	2 5/8	17.300	243.00	267.00

Construcciones:

- 6x31 (12/6+6/6/1) Warrington Seale
- 6x36 (14/7+7/7/1) Warrington Seale
- 6x41 (16/8+8/8/1) Warrington Seale
- 6x43 (14/14/7/7/1) Filler Seale

ANTIGIRATORIO
CLASE 8 x 19
Alma de Acero (AA)



Diámetro		Peso Aprox.	Resist. ruptura ton. métrica	
mm	plg	kg/m	A.M.	A.E.M.
6.35	1/4	0.179	2.67	3.08
7.94	5/16	0.283	4.15	4.78
9.53	3/8	0.402	5.95	6.85
11.11	7/16	0.551	8.07	9.25
12.70	1/2	0.714	10.40	12.03
14.29	9/16	0.908	13.15	15.19
15.88	5/8	1.131	16.01	18.66
19.05	3/4	1.622	23.25	26.72
22.23	7/8	2.202	31.41	36.10
25.40	1	2.872	40.69	46.91
28.58	1 1/8	3.646	51.29	58.94
31.75	1 1/4	4.494	62.91	72.50
34.93	1 3/8	5.446	75.76	87.08
38.10	1 1/2	6.473	89.73	102.99
41.27	1 5/8	7.604	104.01	119.30
44.45	1 3/4	8.854	120.32	138.68
47.62	1 7/8	10.119	137.66	158.05
50.80	2	11.503	156.01	179.46
53.98	2 1/8	12.991	174.37	200.88
57.15	2 1/4	14.568	194.76	224.33

Construcciones:

- 8x19 (9/9/1) Seale
- 8x25 (12/6/6/1) Filler
- 8x26 (10/5+5/5/1) Warrington Seale

Tabla 3.1: Elección diámetro cable

A partir de la tabla seleccionamos el diámetro de cable de 3/8" que soporta nuestra carga, teniendo en cuenta un coeficiente de seguridad mayor de 3.

Para los cálculos a partir de ahora establecemos nuestro cable a considerar en 10 mm.

Se ha seleccionado como tipo de cable el paralelo o Lang, debido a su buena flexibilidad y mayor superficie de apoyo. Además, su uso en tambores está recomendado al sufrir menor desgaste que el cable cruzado.

3.2 Cálculo tambor

3.2.1 Consideraciones previas

Antes de calcular el tambor de remolque propiamente dicho, se debe conocer la carga máxima que será capaz de remolcar la aplicación para así llegar a calcular la potencia

Como hemos establecido antes, la carga máxima es 3192 kg, y establecemos como dato de partida la velocidad de giro del tambor (11,5 rpm).

3.2.2 Diámetro del tambor

Teniendo en cuenta el catálogo del fabricante anteriormente citado, se establece una relación entre el diámetro del cable y el diámetro del tambor.

Con un diámetro de cable de 10 mm y una relación mínima de 23 para nuestro tipo de cable (6x36 WS) obtenemos un diámetro de tambor de 230 mm. [14]

RELACIÓN DIÁMETRO POLEA/DIÁMETRO CABLE

Construcción del cable	Relación sugerida	Relación mínima
	D/d	D/d
6x7	72	42
19x7	51	34
18x7	51	34
6x19 S	51	34
6x21 F	45	30
6x26 WS	45	30
6x25 F	39	26
6x31 WS	39	26
6x36 ws	35	23
6x43 FS	35	23
6x41 WS	32	21
6x41 SF	32	21
6x49 SWS	28	19
6x46 SF	28	18
6x46 WS	28	18
8x19 S	41	27
8x25 F	32	21

Para encontrar cualquier diámetro de tambor o polea en esta tabla, se requiere conocer el diámetro y construcción del cable usado, y definir la relación a utilizar mínima o sugerida.

Por ejemplo:

Diámetro mínimo de polea para cable de 1/2" en construcción 6x21 F

$D = d \times \text{relación mínima}$

$D = 1/2" (\text{diámetro nominal}) \times 30 (\text{relación mínima})$

$D = 15"$

S. Seale

F. Filler

WS. Warrington Seale

FS. Filler Seale

SF. Seale Filler

SWS. Seale Warrington Seale

D. Diámetro de polea

d. Diámetro nominal del cable

D. d x relación

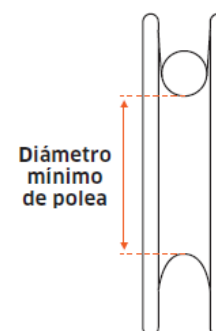


Tabla 3.2: Relación diámetro tambor / diámetro de cable

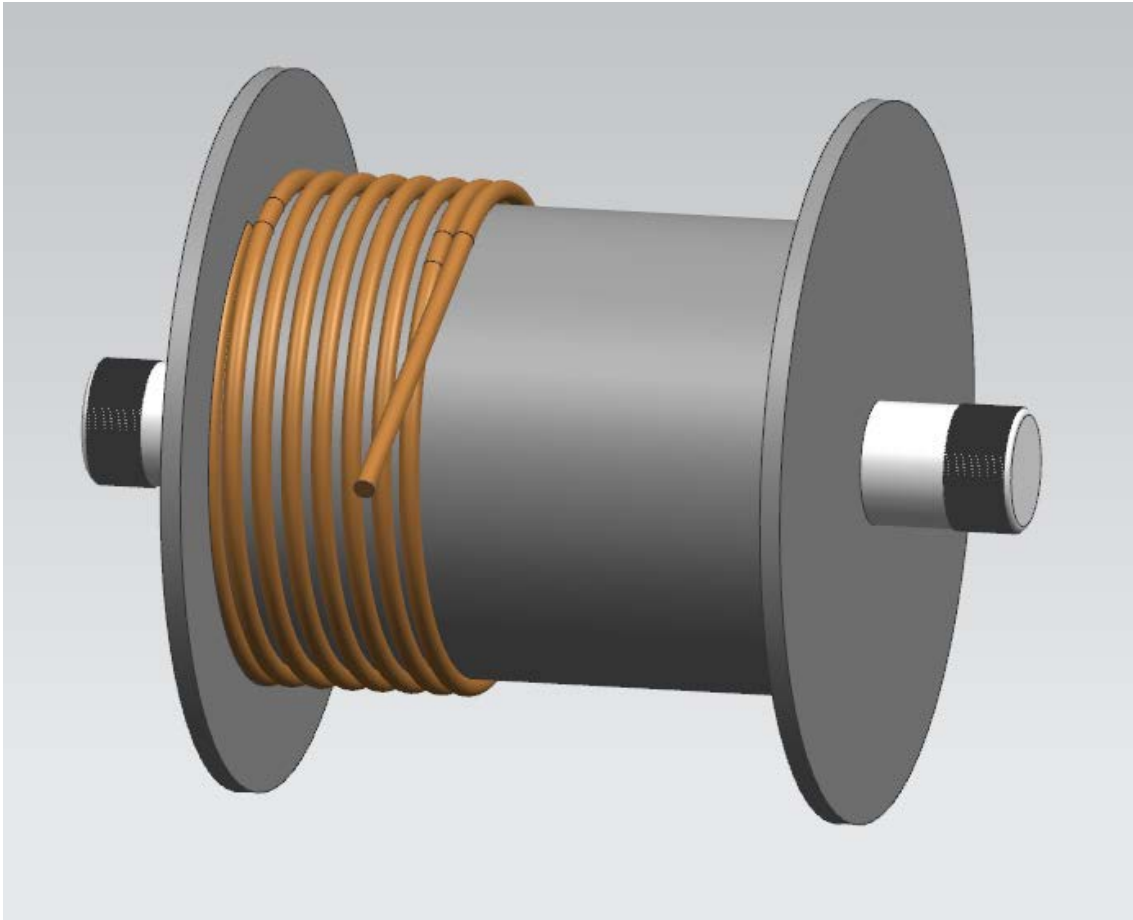


Figura 3.5: Tambor NX 9.0

A partir del radio del tambor obtenido de 115 mm, calculamos la velocidad de giro del cable:

$$v = \omega \cdot r = 2\pi \cdot n \cdot 0,20 = 2\pi \cdot 11,5 \cdot 0,115 = 8,309 \text{ m/min}$$

Que como comprobamos es una velocidad normal y adecuada para este tipo de mecanismos.

A partir del momento torsor provocado por el tambor, calculado como:

$$M = 31313,52 \text{ N} \cdot 0,115 \text{ m} = 3601,05 \text{ Nm}$$

Este momento es el momento mínimo necesario para remolcar la carga, que posteriormente usaremos para diseñar el embrague, el freno y los ejes 1 y 2.

Obtenemos la potencia útil mínima necesaria para remolcar la carga fijada:

$$P = \frac{3601,0548 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 11,5}{60 \cdot 1000} = 4,337 \text{ KW}$$

Ahora comprobamos que el dimensionamiento del tambor es correcto:

Para una mayor reserva de seguridad, se decide que el espesor sea $h = 20$ mm, ya que este valor influye en los cálculos de las tensiones de flexión y compresión del tambor.

Teniendo en cuenta la Tabla 2.4 de la Memoria Descriptiva, se obtienen los siguientes valores:

Diámetro del cable	10.
s	12
r	5,5
a	1

Cálculo de tensiones.

$$S = 3192 \text{ kg} \cdot 9,81 = 31313,52 \text{ N}$$

$$\sigma_c = \frac{S}{h \cdot s} = \frac{31313,52}{20 \cdot 12} = 130,47 \text{ MPa}$$

Si el tambor está cubierto de espiras:

$$\sigma_c = 0,85 \cdot \frac{S}{20 \cdot 12} = 110,9 \text{ MPa}$$

- Tensión de compresión en el extremo del tambor:

Este valor debe de ser inferior a 70 MPa para que el tambor esté correctamente dimensionado.

$$\sigma_{ca} = 0,5 \cdot \frac{S}{h \cdot s} = 0,5 \cdot \frac{31313,52}{20 \cdot 12} = 65,24 \text{ MPa} < 70 \text{ MPa}$$

- Tensión de flexión en el extremo:

Al igual que en el cálculo anterior, la tensión a flexión en el extremo debe de ser inferior a 70 MPa, que es el límite en los tambores de acero. Se aplica la siguiente ecuación: [17]

$$\sigma_{fa} = 0,96 \cdot S \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{D^2 \cdot h^6}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$$

Siendo:

S = tracción del cable (kgf)
 D = diámetro del tambor (cm)
 h = espesor tambor (cm)

Sustituyendo:

$$\sigma_{fa} = 0,96 \cdot 3192 \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{23^2 \cdot 2^6}} \left(\frac{kg}{cm^2} \right) = 225,9 \frac{kg}{cm^2} \cong 22,59 MPa < 70 MPa$$

Por lo tanto y como era de esperar, el dimensionamiento del tambor es correcto, ya que se han seguido todos los pasos para su dimensionado.

3.2.3 Longitud del tambor

Para obtener la longitud del tambor, primero hay que conocer la longitud del cable. Esta dimensión está íntimamente relacionada con la distancia de remolque.

Se fija una longitud de cable de 30 m. Se ha creído que esta es una distancia adecuada para la potencia del motor.

$$\text{Longitud cable} = 30000 \text{ mm}$$

$$\text{Longitud de una espira} = \pi \cdot D = \pi \cdot 230 \text{ mm} = 722,56 \text{ mm}$$

Como se ha visto en la parte de descripción de los tambores en la memoria, es recomendable dejar 2 espiras muertas, para aumentar la superficie de contacto cuando la carga está en su punto más lejano.

Al establecerse que habrá más de una capa, en concreto dos, para determinar la longitud del tambor establecemos que para la primera capa se enrollará una longitud de 15,5 m de cable.

$$\begin{aligned} N^{\circ} \text{ espiras} &= \frac{\text{longitud cable}}{\text{longitud espira}} + n^{\circ} \text{ espiras muertas} \\ &= \left(\frac{15500}{722,56} + 2 \right) = 24 \text{ espiras} \end{aligned}$$

Por lo que la longitud del tambor será:

$$\text{Longitud tambor} = n^{\circ} \text{ espiras} \cdot \text{paso} = 24 \cdot 12 = 288 \text{ mm}$$

Debido a que ese tamaño no es muy común en los tambores, se decide que su longitud final sean 310 mm.

3.3 Cálculo del Embrague

3.3.1 Consideraciones previas

El embrague es el mecanismo encargado de transmitir la potencia del eje 2 al eje 1, que es el encargado de mover horizontalmente la carga gracias al tambor de remolque. Según el tipo de instalación, se ha decidido que el embrague transmita movimiento en un solo sentido, ya que en el desenrollado, el embrague se desacoplará para que el cable se desenrolle sin intervención del motor mediante la acción de la fuerza humana.

En el cálculo se tiene como única premisa dimensionar de forma simplificada, un elemento capaz de transmitir el par que tenemos en el eje 2.

Viendo los diversos tipos de embrague, se decide optar por usar uno de fricción de discos planos. La siguiente elección consiste en decidir si se usa una sola pareja más grande, o un embrague de discos múltiples. Se decide utilizar un embrague doble.

El requisito de cálculo de este elemento es que soporte y transmita de forma adecuada el par torsor necesario para remolcar la carga, calculado anteriormente y de valor 3601,05 Nm. Para ello, se han buscado diámetros exteriores e interiores normalizados del forro y se han realizado cálculos en base a ellos. [11]

DIAMETRO (mm)		ESPESOR (mm)
EXTERIORES	INTERIORES	
120	80	3,2
130	90	
145	100	
160	110	
180	124	
200	130	
215	145	3,2
225	150	
250	155	
280	165	3,5
310	175	
350	195	

Tabla 3.3: Obtención diámetros forro embrague

3.3.2 Cálculos

Haciendo comprobaciones rápidas, se llega a la conclusión que se debe elegir uno de los que tiene espesor mayor.

-Hipótesis de partida:

- Presión máxima = $1,1 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$
- $f = 0,4$
- $R_e = 140 \text{ mm}$
- $R_i = 82,5 \text{ mm}$
- Espesor del forro $e = 3,5 \text{ mm}$

Cálculo embrague

Esfuerzo para mantener embrague

$$P \equiv N = p_{\max} \cdot \pi \cdot (R_e^2 - R_i^2)$$

$$N = 1,1 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot ((140 \cdot 10^{-3})^2 - (82,5 \cdot 10^{-3})^2) = 44212,026 \text{ N}$$

Momento capaz de transmitir

$$M = \frac{2}{3} \cdot f \cdot p_{\max} \cdot \pi \cdot (R_e^3 - R_i^3)$$

Con dos superficies rozantes simultáneas:[11][12]

$$M = \frac{4}{3} \cdot f \cdot p_{\max} \cdot \pi \cdot (R_e^3 - R_i^3)$$

$$M = \frac{4}{3} \cdot 0,4 \cdot 1,1 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot ((140 \cdot 10^{-3})^3 - (82,5 \cdot 10^{-3})^3) = 4022,47 \text{ Nm}$$

Que es superior al momento máximo en el eje, por tanto es válido.

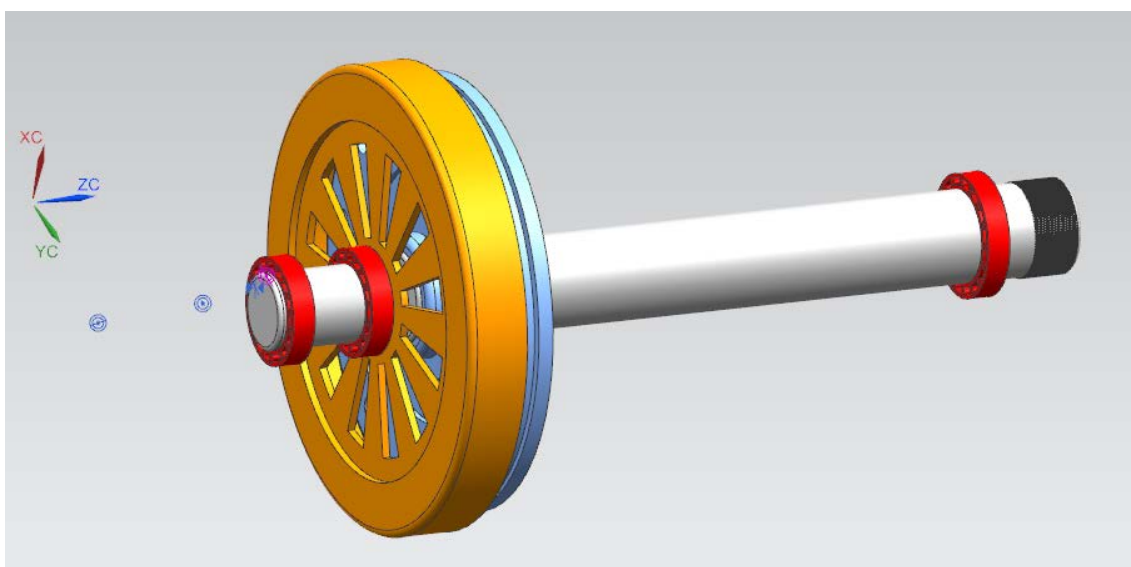


Figura 3.6: Embrague vista 1 NX 9.0

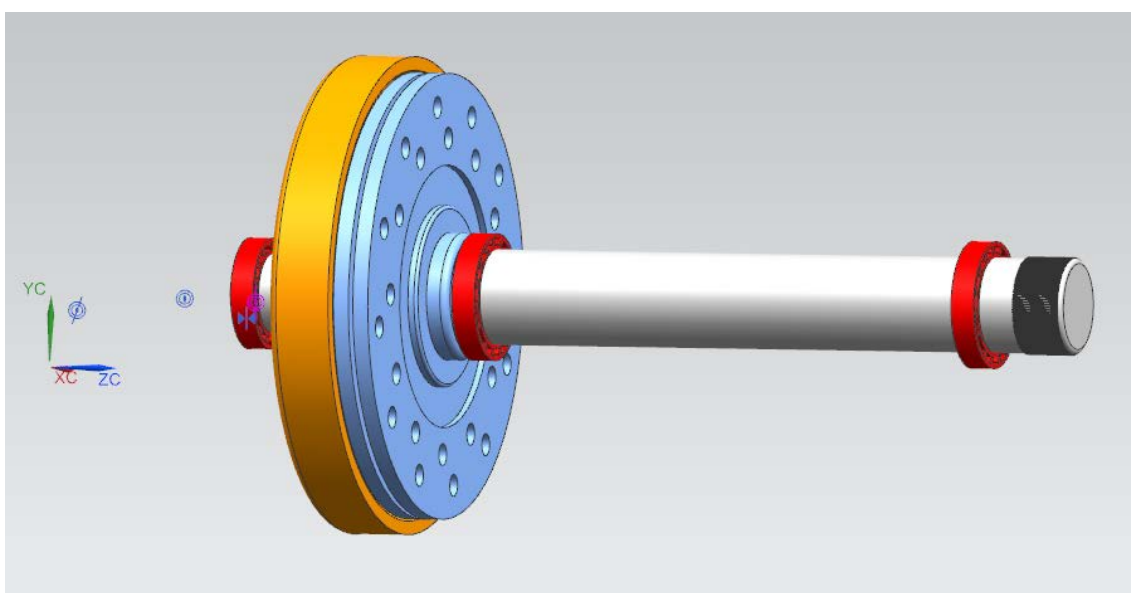


Figura 3.7: Embrague vista 2 NX 9.0

3.4 Cálculo del freno

3.4.1 Consideraciones previas

Para el diseño del freno, lo primero que hay que tener en cuenta es cuando actúa. El freno debe ser capaz de frenar la carga en descenso en caso de que el embrague no cumpla su función o haya algún fallo, aparte de poder fijarla en posiciones intermedias.

Según diversos textos, el momento de frenado debe de estar relacionado con el momento producido por motor. En este caso, el momento de frenado debe de ser dependiente al par torsor que genera la carga en su movimiento horizontal. Este momento, como ya hemos calculado antes, es función del radio del tambor de remolque y del peso de la carga. [20]

Siendo la masa máxima de cálculo 3192 kg, tenemos.

$$F = m \cdot a = 3192 \cdot 9,81 = 31313,52 \text{ N}$$

$$M = F \cdot r_{\text{tambor}} = 31313,52 \cdot 0,115 = 3601 \text{ Nm}$$

Según hemos visto en la parte de teoría aplicada al freno, se recomienda aplicar un coeficiente de seguridad al momento de frenado de $k=2$. Por tanto, el momento de frenado que debe de proporcionar el dispositivo tiene que ser:

$$M_f = M \cdot k = 3601 \cdot 2 = 7202 \text{ Nm}$$

3.4.2 Desarrollo de los cálculos

Una vez conocido el par de frenado, el siguiente paso es determinar el tipo de freno a usar. Se ha creído conveniente, después de analizar diversos tipos, que el freno sea de disco. [11]

Usando como datos de partida:

- Ángulo $\alpha = \pi / 2$
- $\tan \psi = 0,3$
- $p = 2 \text{ MPa}$
- $r_e > 150 \text{ mm}$
- $r_i < 350 \text{ mm}$

Tomo $r_e = 200 \text{ mm}$ y $r_i = 70 \text{ mm}$ y sustituyo en la siguiente ecuación

$$M_{\text{freno}} = \alpha \cdot \tan \psi \cdot p \cdot (r_e^3 - r_i^3) = 1,57 \cdot 0,3 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot (0,200^3 - 0,070^3) = 7212,894 \text{ Nm}$$

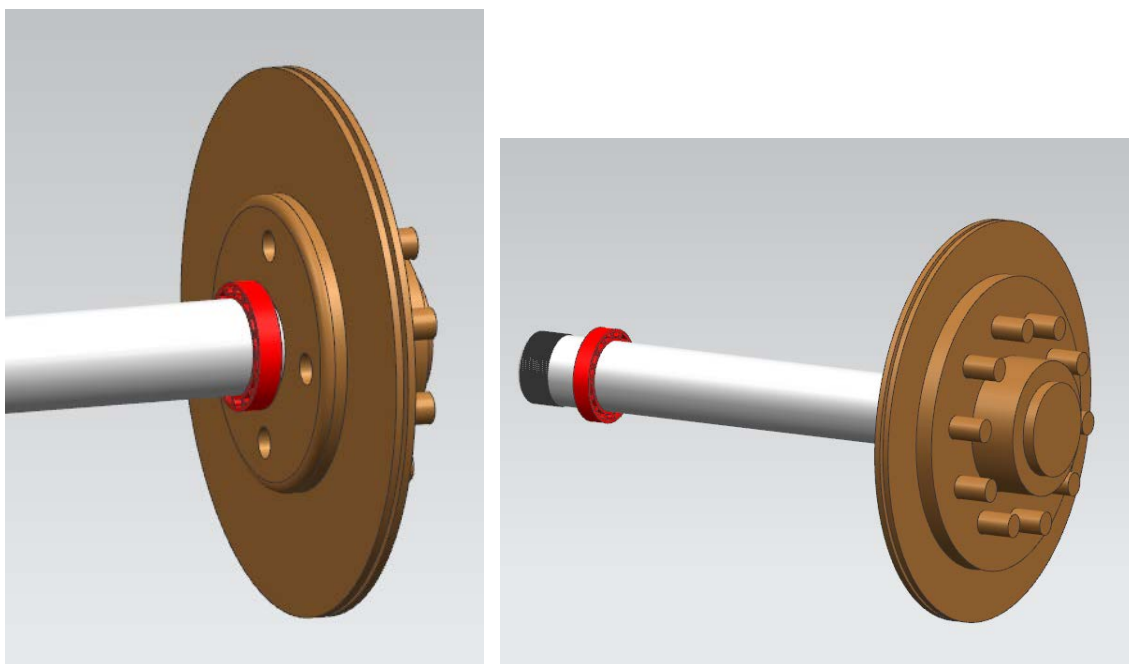


Figura 3.8: Freno NX 9.0

3.5 Cálculo eje 1

3.5.1 Consideraciones previas

A continuación se pasará a explicar los cálculos realizados para el eje 1, que es el encargado de soportar los esfuerzos provenientes del tambor de elevación.

La potencia en este eje entra a través del embrague, y se utiliza para el remolque de la carga. Al final del eje, se colocará un disco de freno con su correspondiente pinza para el frenado del conjunto. [20]

Para poder dimensionar el eje, primero se deben conocer las fuerzas y momentos a soportar. Este resiste los esfuerzos que provienen de la carga a remolcar y de los pesos propios del freno y del embrague. Además de esto, también existe el momento torsor transmitido por el embrague y el momento provocado por la pinza de freno para detener el movimiento a través del disco.

Para el dimensionamiento en longitud del eje se ha tenido en cuenta la longitud del tambor de elevación, el freno, la anchura de una pareja de rodamientos cónicos y una zona en la que necesita una longitud estriada, para el deslizamiento de uno de los discos de embrague.

Con todo esto, se determina fabricar el eje con una longitud total de 442 mm.

En los primeros 30 mm del eje, tomando el origen desde la zona del embrague, se practica un estriado al eje. Esto es necesario para el correcto funcionamiento de este mecanismo, ya que se tiene que producir un movimiento horizontal que permita el acoplamiento y la separación de los discos.

En los últimos 38 mm del presente eje, existe también una zona ranurada para acoplar el disco de freno.

3.5.2 Esfuerzos en el eje

- Embrague

El esfuerzo axial en el eje producido por el embrague es:

$$F_{\text{axial embrague}} = 44212,026 \text{ N}$$

La otra fuerza del embrague, tenida en cuenta para el dimensionamiento del eje, es el peso propio. Supongo este valor en este apartado, siempre aumentando los esfuerzos.

$$F_{\text{peso}} = 300 \text{ N}$$

Por último, el embrague transmite el par al eje, que es de:

$$M_t = 3601,05 \text{ Nm}$$

- Tambor de elevación

El tambor de elevación tiene una longitud total de 310 mm. Se parte como hipótesis de que la carga de trabajo se reparte en la mitad en cada extremo del tambor. Por tanto, tenemos dos cargas de 15656,76 N cada una. El peso propio de este elemento no se ha tenido en cuenta para el dimensionamiento del eje, ya que supone un valor pequeño comparándolo con estas cargas.

- Sistema de frenado

Las fuerzas tenidas en cuenta que introduce el sistema de frenado en el eje son dos. Por un lado tenemos el peso propio del conjunto, que se introduce como una fuerza vertical gravitatoria de valor 400 N. Por otro lado, se tiene la aplicación del momento torsor máximo de frenado, que tiene como valor 7202 Nm.

- Dificultades

En el eje tenemos dos momentos torsores. La peculiaridad es que no se aplican nunca al mismo tiempo. Cuando actúa el sistema de frenado, el embrague se desacopla, por lo que solo se tendría en cuenta el par de frenado que es el caso más desfavorable.

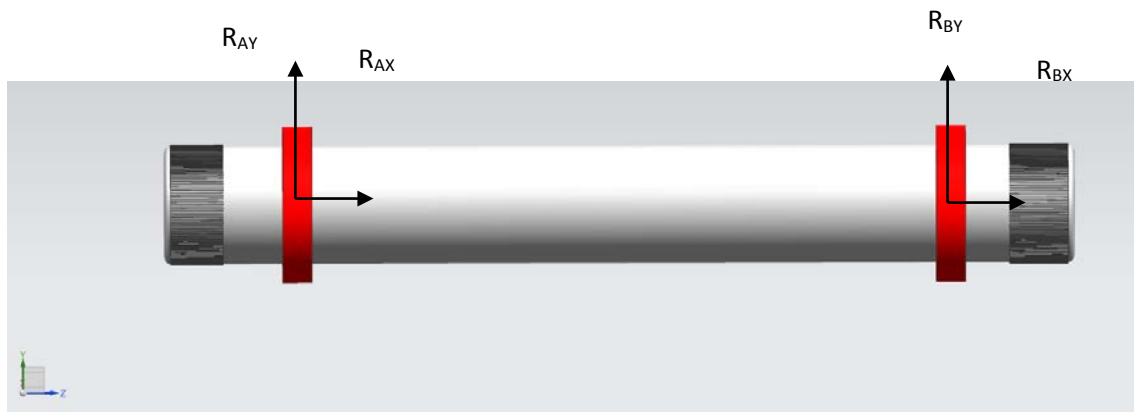


Figura 3.9: Eje 1 NX 9.0

3.5.3 Cálculo de reacciones en los apoyos.

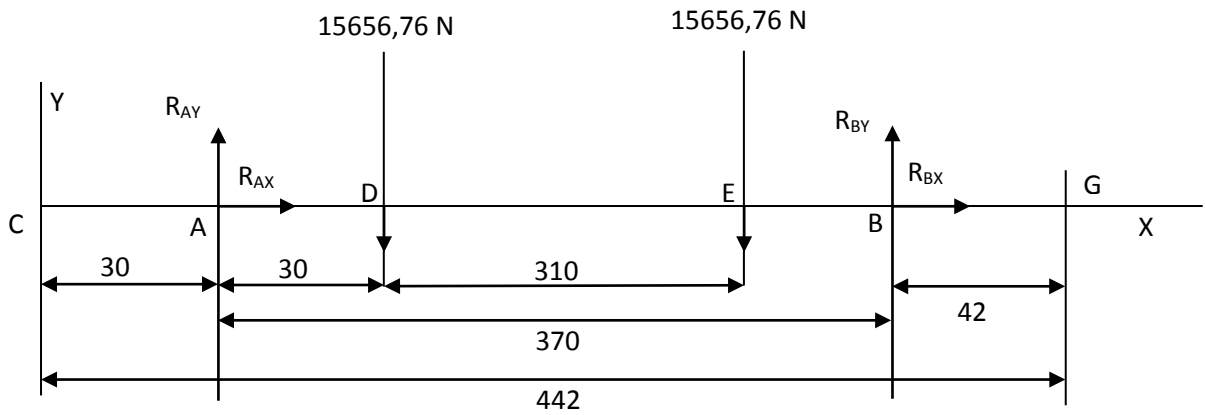


Figura 3.10: Fuerzas Plano XY Eje 1

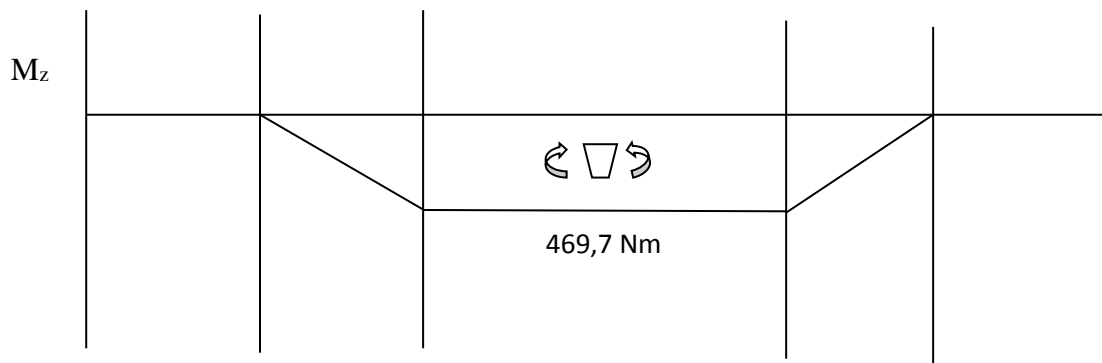


Figura 3.11: Diagrama 1 momentos Eje 1

Tomo como fijo el apoyo de la derecha

$$\Sigma F_v = 0 \quad \rightarrow \quad R_A^Y = R_B^Y = 15656,86 \text{ N}$$

$$M_Z^D = 15656,86 \text{ N} \times 0,030 \text{ m} = 469,7 \text{ Nm.}$$

$$M_Z^D = M_Z^E$$

$$M_A = 0$$

$$M_B = 0$$

Despreciamos los esfuerzos cortantes debidos a la flexión.

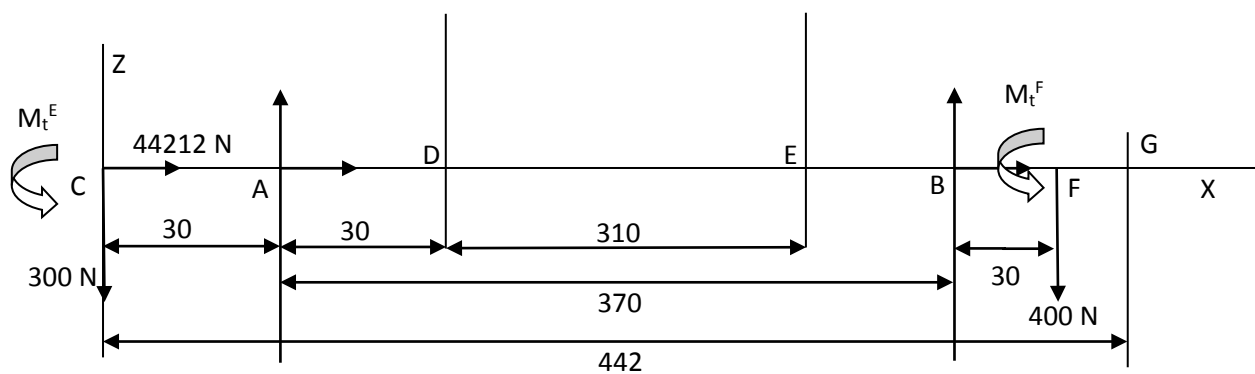


Figura 3.12: Fuerzas Plano XZ Eje 1

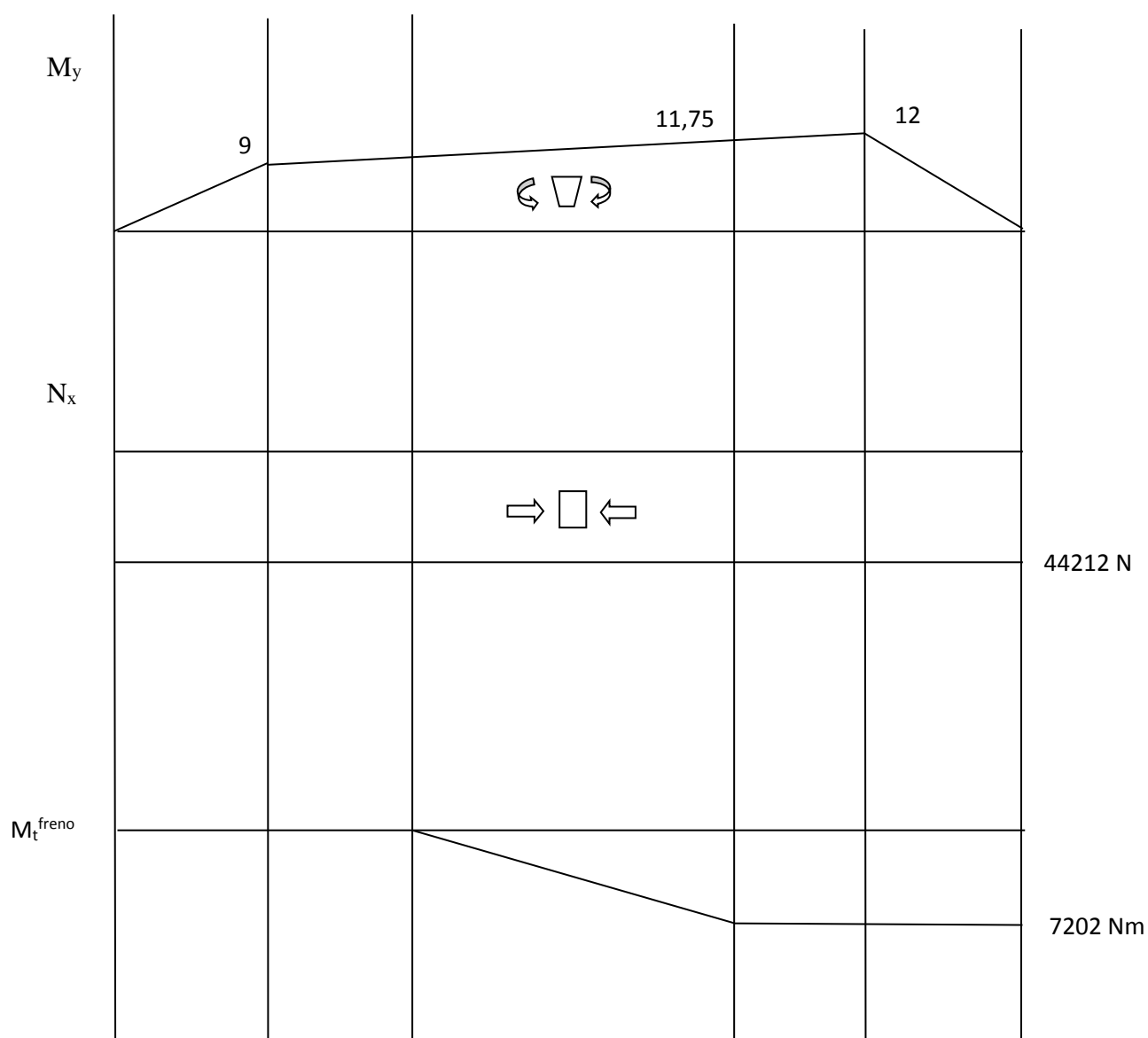


Figura 3.13: Diagrama 2 momentos Eje 1

$$\Sigma F_v = 0 \quad \rightarrow \quad R_A + R_B = 300 + 400 = 700 \text{ N}$$

$$\Sigma M_B = 0 \quad \rightarrow \quad -300 \times 0,4 + R_A \times 0,37 + 400 \times 0,030 = 0$$

$$-120 + 0,37R_A + 12 = 0 \quad \rightarrow \quad R_A^Z = 291,89 \text{ N}$$

$$R_B^Z = 700 - 291,89 = 408,11 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0 \quad \rightarrow \quad R_B^x = 44212,026 \text{ N}$$

$$\Sigma M_t = 0 \quad \rightarrow \quad M_t = M_t^F = 7202 \text{ Nm}$$

Despreciamos los esfuerzos cortantes debidos a la flexión

Sección más desfavorable (Sección E)

$$M_F = \sqrt{M_F^{Z^2} + M_F^{Y^2}} = \sqrt{469,7^2 + 11,75^2} = 470 \text{ Nm}$$

$$N = 44212 \text{ N}$$

$$M_t = 7202 \text{ Nm}$$

Realizando diversas comprobaciones de diámetro del eje, se toma la decisión de diseñar el eje con un diámetro de 60 mm.

$$\sigma_x = \frac{N_x}{S} + \frac{M_F}{W_z} = \frac{44212,026 \cdot 10^{-6} \text{ MN}}{2,827 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2} + \frac{470 \cdot 10^{-6} \text{ MNm}}{2,12 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3} = 15,64 + 22,17 = 37,81 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{M_t}{W_0} = \frac{7202 \cdot 10^{-6} \text{ MN}}{4,24 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2} = 170 \text{ MPa}$$

Siendo:

$$W_z = \frac{\pi \cdot R^3}{4} = 2,12 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$W_0 = \frac{I_0}{R} = \frac{\pi \cdot R^3}{2} = 4,24 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$S = \pi \cdot R^2 = 2,827 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\sigma_{max} = \frac{1}{2} \cdot \left(\sigma_x + \sqrt{\sigma_x^2 + 4 \cdot \tau^2} \right) = \frac{1}{2} \cdot \left(37,81 + \sqrt{37,81^2 + 4 \cdot 170^2} \right) = 190 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \frac{1}{2} \cdot \left(\sqrt{\sigma_x^2 + 4 \cdot \tau^2} \right) = \frac{1}{2} \cdot \left(\sqrt{37,81^2 + 4 \cdot 170^2} \right) = 171 \text{ MPa} < \frac{\sigma_e}{2} = 245 \text{ MPa}$$

3.5.4 Cálculo del diámetro del eje

Para el cálculo de diámetro del eje se ha tenido en cuenta la teoría de Hencky, y se ha hecho el cálculo a vida infinita.

Para este eje, se ha tomado la decisión de fijar el diámetro en 60mm. Con estos datos, el objetivo es comprobar si resulta válido para las sollicitaciones a las que está expuesto.

Características del material

En este eje, se ha decidido usar el acero C55E (EN10083-2). Con una tensión de rotura de $\sigma_R = 750$ MPa y un límite elástico de $\sigma_e = 490$ MPa.

La parte más desfavorable del eje coincide con la zona que la que está ubicado el tambor de elevación. En el cálculo a mano, solo se va a tener en cuenta el mayor momento torsor, es decir, el de frenado.

El momento flector máximo se toma como:

$$M_{fmax} = 470 \text{ Nm}$$

Y como se ha dicho anteriormente, el momento torsor es constante y de valor:

$$M = 7202 \text{ Nm}$$

Cálculo de los coeficientes modificativos de la fatiga

El límite de fatiga corregido cumple la siguiente expresión:

$$\sigma_f = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma'_f$$

- σ'_f Límite de fatiga sin corregir

En este caso, como la tensión de rotura del material empleado en la construcción del eje es menor o igual a 1400 MPa, este coeficiente se obtiene mediante la expresión:

$$\sigma'_f = 0,5 \cdot \sigma_R \quad \rightarrow \quad \sigma'_f = 0,5 \cdot 750 = 375 \text{ MPa}$$

- K_a Coeficiente modificativo de acabado superficial

Como en el eje van acoplados rodamientos, tengo que elegir un acabado rectificado. Según la Figura 1:

$$K_a = 0,9$$

- K_b Coeficiente modificativo en función del tamaño del eje

$$K_b = 1,189 \cdot d^{-0,097} = 1,189 \cdot 60^{-0,097}$$

$$K_b = 0,799$$

- K_c Coeficiente de fiabilidad

Se aproxima mediante la expresión:

$$K_c = 1 - 0,08 \cdot D$$

Se ha creído conveniente elegir una fiabilidad del 95 %. Mediante la Tabla 2 se obtiene el valor del coeficiente D:

$$K_c = 1 - 0,08 \cdot 1,6 = 0,872$$

- K_d Coeficiente de temperatura

Según las hipótesis de partida, no hay ningún dato que haga pensar que el eje trabaja en condiciones de alta temperatura, por lo que se toma:

$$K_d = 1$$

- K_e Coeficiente de concentración de tensiones

Este eje no tiene chaveteros. Las entallas que tiene son el cambio de espesor en las zonas estriadas. En un primer cálculo, el coeficiente se toma igual a la unidad

- K_f Coeficiente de efectos varios

Igual que sucede con el coeficiente de temperatura, no tenemos ningún dato que nos indique que haya motivos para modificar este valor.

Teniendo todo lo anterior en cuenta y aplicando la ecuación del límite de fatiga corregido, se tiene:

$$\sigma_f = 375 \cdot 0,9 \cdot 0,799 \cdot 0,872 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 235,15 \text{ MPa}$$

Teoría de Hencky

$$\left(\frac{\sigma'_a}{\sigma_f}\right)^2 + \left(\frac{\sigma'_m}{\sigma_R}\right)^2 \leq \left(\frac{1}{C_s}\right)^2$$

A partir de la teoría de Von Mises:

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{xa}^2 + 3 \cdot \tau_{xya}^2} = \sqrt{\sigma_{xa}^2}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3 \cdot \tau_{xym}^2}$$

$$\sigma'_{xm} = \frac{F_a}{A} = \frac{F_a}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}$$

Ahora, particularizando las expresiones anteriores, siendo:

- $M_f = 470 \text{ Nm}$
- $F_a = 44212,026 \text{ N}$

$$\sigma'_a = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot M_{fa}}{\pi \cdot d^3}\right)^2} = \frac{32 \cdot 470}{\pi \cdot (60 \cdot 10^{-3})^3} = 13,96 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 44212,026}{\pi \cdot (60 \cdot 10^{-3})^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{16 \cdot 7202}{\pi \cdot (60 \cdot 10^{-3})^3}\right)^2} = 294,54 \text{ MPa}$$

Aplicando la fórmula de Hencky

$$\left(\frac{\sigma'_a}{\sigma_f}\right)^2 + \left(\frac{\sigma'_m}{\sigma_R}\right)^2 \leq \left(\frac{1}{C_s}\right)^2$$

Y tomando $\sigma_f = 235,15 \text{ MPa}$ y $\sigma_R = 750 \text{ MPa}$

$$\left(\frac{13,96}{235,15}\right)^2 + \left(\frac{294,54}{750}\right)^2 \leq \left(\frac{1}{C_s}\right)^2 \rightarrow C_s = 2,52$$

Conclusiones

El eje 1 estaría bien diseñado contemplando tanto los esfuerzos producidos en los cálculos en el eje como analizando el límite de fatiga corregido.

$$\sigma_{max} = 190 \text{ MPa} < \sigma_e = 490 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = 171 \text{ MPa} < \frac{\sigma_e}{2} = 245 \text{ MPa}$$

3.6 Cálculo eje 2

3.6.1 Consideraciones previas

Lo siguiente a explicar es el eje 2. Es el eje encargado de transmitir la potencia que recibe de los engranajes planetarios al eje 1, a través del embrague

El material de construcción se ha elegido igual al del eje 1, y la velocidad de giro ha sido obtenida en el apartado del tambor.

- Material: C55E (EN10083-2)
- Velocidad de giro: 11,5 rpm

Teniendo en cuenta que hay que colocar una pareja de rodamientos y dejar espacio para el embrague, se toma la decisión de dotar al eje de una longitud total de 90 mm.

3.6.2 Esfuerzos en el eje

- Embrague

El esfuerzo axial en el eje producido por el embrague es:

$$F_{\text{axial embrague}} = 44212,026 \text{ N}$$

La otra fuerza del embrague, tenida en cuenta para el dimensionamiento del eje, es el peso propio.

$$F_{\text{peso}} = 300 \text{ N}$$

Por último, el embrague transmite el par al eje, que es de:

$$M_t = 3601,05 \text{ Nm}$$

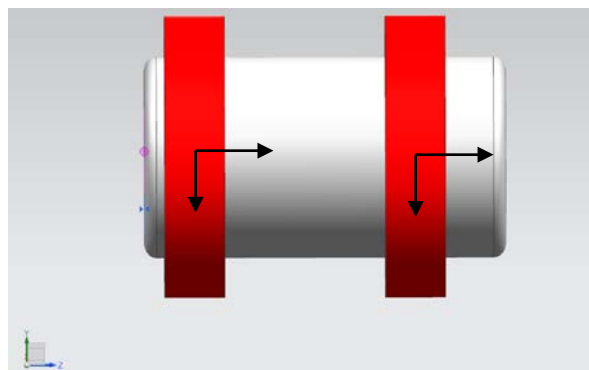


Figura 3.14: Eje 2 NX 9.0

3.6.3 Cálculo de reacciones en los apoyos.

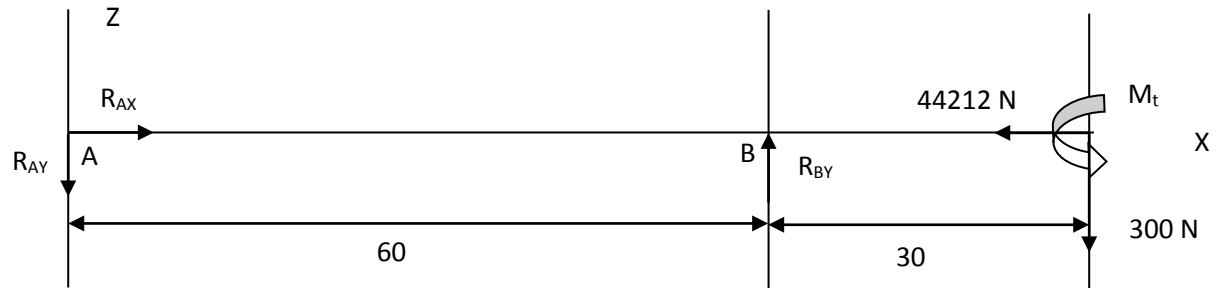


Figura 3.15: Fuerzas Plano XY Eje 2

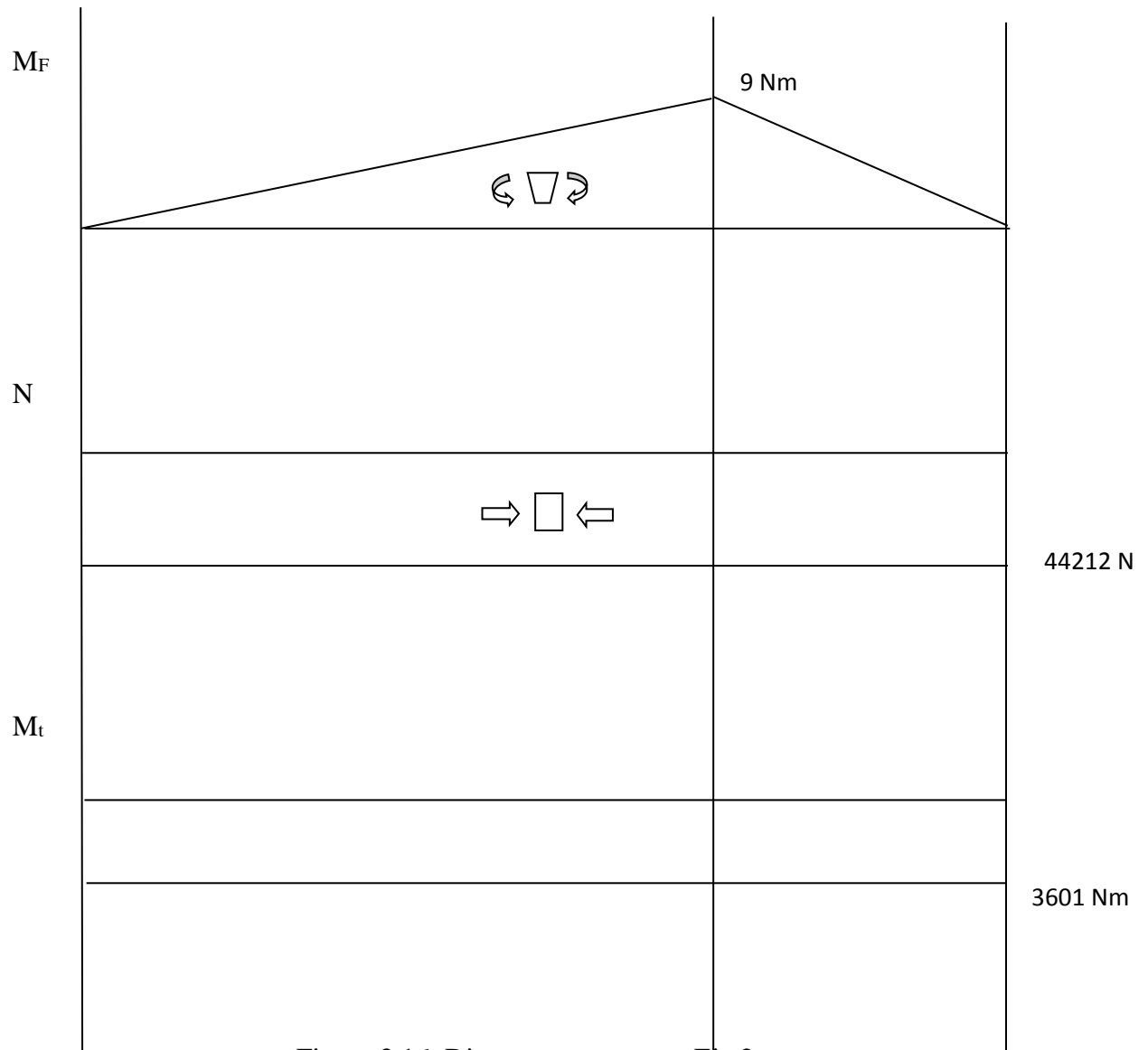


Figura 3.16: Diagrama momentos Eje 2

Tomo como fijo el apoyo de la izquierda.

$$\Sigma F_v = 0 \quad \rightarrow \quad R_B = R_A + 300$$

$$\Sigma M_B = 0 \quad \rightarrow \quad R_A \times 0,006 = 300 \times 0,030 \quad \rightarrow \quad R_A^Z = 150 \text{ N}$$

$$R_B^Z = 150 + 300 = 450 \text{ N}$$

$$M_B = 300 \times 0,030 = 9 \text{ Nm}$$

$$\text{Axil} \quad \rightarrow \quad R_A^X = 442121 \text{ N}$$

$$\text{Torsion} \quad \rightarrow \quad M_t = 3601 \text{ Nm}$$

Sección más desfavorable (Sección B)

$$M_F = 9 \text{ Nm}$$

$$N = 44212 \text{ N}$$

$$M_t = 3601 \text{ Nm}$$

Realizando diversas comprobaciones de diámetro del eje, se toma la decisión de diseñar el eje con un diámetro de 50 mm.

$$\sigma_x = \frac{N_x}{S} + \frac{M_F}{W_z} = \frac{44212,026 \cdot 10^{-6} \text{ MN}}{1,96 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2} + \frac{9 \cdot 10^{-6} \text{ MNm}}{1,23 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3} = 22,5 + 0,73 = 23,2 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{M_t}{W_0} = \frac{3601 \cdot 10^{-6} \text{ MN}}{2,45 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2} = 146,98 \text{ MPa}$$

Siendo:

$$W_z = \frac{\pi \cdot R^3}{4} = 1,23 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$W_0 = \frac{I_0}{R} = \frac{\pi \cdot R^3}{2} = 2,45 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$S = \pi \cdot R^2 = 1,96 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\sigma_{max} = \frac{1}{2} \cdot \left(\sigma_x + \sqrt{\sigma_x^2 + 4 \cdot \tau^2} \right) = \frac{1}{2} \cdot \left(23,2 + \sqrt{23,2^2 + 4 \cdot 146,98^2} \right) = 159,04 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max} = \frac{1}{2} \cdot \left(\sqrt{\sigma_x^2 + 4 \cdot \tau^2} \right) = \frac{1}{2} \cdot \left(\sqrt{23,2^2 + 4 \cdot 146,98^2} \right) = 147,44 \text{ MPa} < \frac{\sigma_e}{2}$$

3.6.4 Cálculo del diámetro del eje

Para el cálculo de diámetro del eje se ha tenido en cuenta la teoría de Hencky, y se ha hecho el cálculo a vida infinita.

Para este eje, se ha tomado la decisión de fijar el diámetro en 50 mm. Con estos datos, el objetivo es comprobar si resulta válido para las solicitaciones a las que está expuesto.

El momento flector máximo se toma como:

$$M_{fmax} = 9 \text{ Nm}$$

Y el momento torsor es constante y de valor:

$$M = 3601 \text{ Nm}$$

Cálculo de los coeficientes modificativos de la fatiga

El límite de fatiga corregido cumple la siguiente expresión:

$$\sigma_f = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma'_f$$

- σ'_f Límite de fatiga sin corregir

En este caso, como la tensión de rotura del material empleado en la construcción del eje es menor o igual a 1400 MPa, este coeficiente se obtiene mediante la expresión:

$$\sigma'_f = 0,5 \cdot \sigma_R \quad \rightarrow \quad \sigma'_f = 0,5 \cdot 750 = 375 \text{ MPa}$$

- K_a Coeficiente modificativo de acabado superficial

Como en el eje van acoplados rodamientos, tengo que elegir un acabado rectificado. Según la Figura 1:

$$K_a = 0,9$$

- K_b Coeficiente modificativo en función del tamaño del eje

$$K_b = 1,189 \cdot d^{-0,097} = 1,189 \cdot 50^{-0,097}$$

$$K_b = 0,814$$

- K_c Coeficiente de fiabilidad

Se aproxima mediante la expresión:

$$K_c = 1 - 0.08 \cdot D$$

Se ha creído conveniente elegir una fiabilidad del 95 %. Mediante la Tabla M-3 se obtiene el valor del coeficiente D:

$$K_c = 1 - 0.08 \cdot 1,6 = 0,872$$

- K_d Coeficiente de temperatura

Según las hipótesis de partida, no hay ningún dato que haga pensar que el eje trabaja en condiciones de alta temperatura, por lo que se toma:

$$K_d = 1$$

- K_e Coeficiente de concentración de tensiones

Este eje no tiene chaveteros por lo que el coeficiente se toma igual a la unidad

- K_f Coeficiente de efectos varios

Igual que sucede con el coeficiente de temperatura, no tenemos ningún dato que nos indique que haya motivos para modificar este valor.

Teniendo todo lo anterior en cuenta y aplicando la ecuación del límite de fatiga corregido, se tiene:

$$\sigma_f = 375 \cdot 0,9 \cdot 0,814 \cdot 0,872 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 239,56 \text{ MPa}$$

Teoría de Hencky

$$\left(\frac{\sigma'_a}{\sigma_f}\right)^2 + \left(\frac{\sigma'_m}{\sigma_R}\right)^2 \leq \left(\frac{1}{C_s}\right)^2$$

A partir de la teoría de Von Mises:

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{xa}^2 + 3 \cdot \tau_{xya}^2} = \sqrt{\sigma_{xa}^2}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3 \cdot \tau_{xym}^2}$$

$$\sigma'_{xm} = \frac{F_a}{A} = \frac{F_a}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}$$

Ahora, particularizando las expresiones anteriores, siendo:

- $M_f = 9 \text{ Nm}$
- $F_a = 44212,026 \text{ N}$

$$\sigma'_a = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3}\right)^2} = \frac{32 \cdot 9}{\pi \cdot (50 \cdot 10^{-3})^3} = 0,733 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 44212,026}{\pi \cdot (50 \cdot 10^{-3})^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{16 \cdot 3601}{\pi \cdot (50 \cdot 10^{-3})^3}\right)^2} = 255,12 \text{ MPa}$$

Aplicando la fórmula de Hencky

$$\left(\frac{\sigma'_a}{\sigma_f}\right)^2 + \left(\frac{\sigma'_m}{\sigma_R}\right)^2 \leq \left(\frac{1}{C_s}\right)^2$$

Y tomando $\sigma_f = 239,56 \text{ MPa}$ y $\sigma_R = 750 \text{ MPa}$

$$\left(\frac{0,733}{239,56}\right)^2 + \left(\frac{255,12}{750}\right)^2 \leq \left(\frac{1}{C_s}\right)^2 \rightarrow C_s = 2,94$$

Conclusiones.

El eje 2 estaría bien diseñado contemplando tanto los esfuerzos producidos en los cálculos en el eje como analizando el límite de fatiga corregido.

$$\sigma_{max} = 159,04 \text{ MPa} < \sigma_e = 490 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max} = 147,44 \text{ MPa} < \frac{\sigma_e}{2} = 245 \text{ MPa}$$

3.7 Cálculo engranajes y de la relación de transmisión en modo reducción

El esquema de reducción será el de un tren normal epicicloidal, y la nomenclatura a seguir es la indicada por la figura, realizándose la entrada de par por el engranaje sol 1, y la salida de par para la aplicación por el brazo 3. El satélite tendrá posición 2, y la corona posición 4.

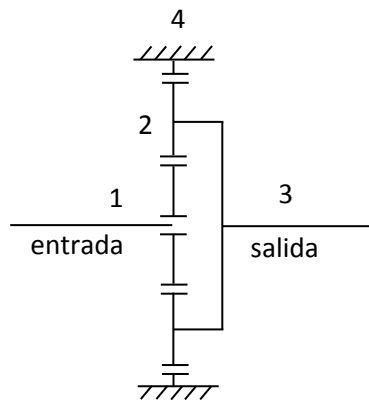


Figura 3.17: Esquema transmisión engranaje planetario

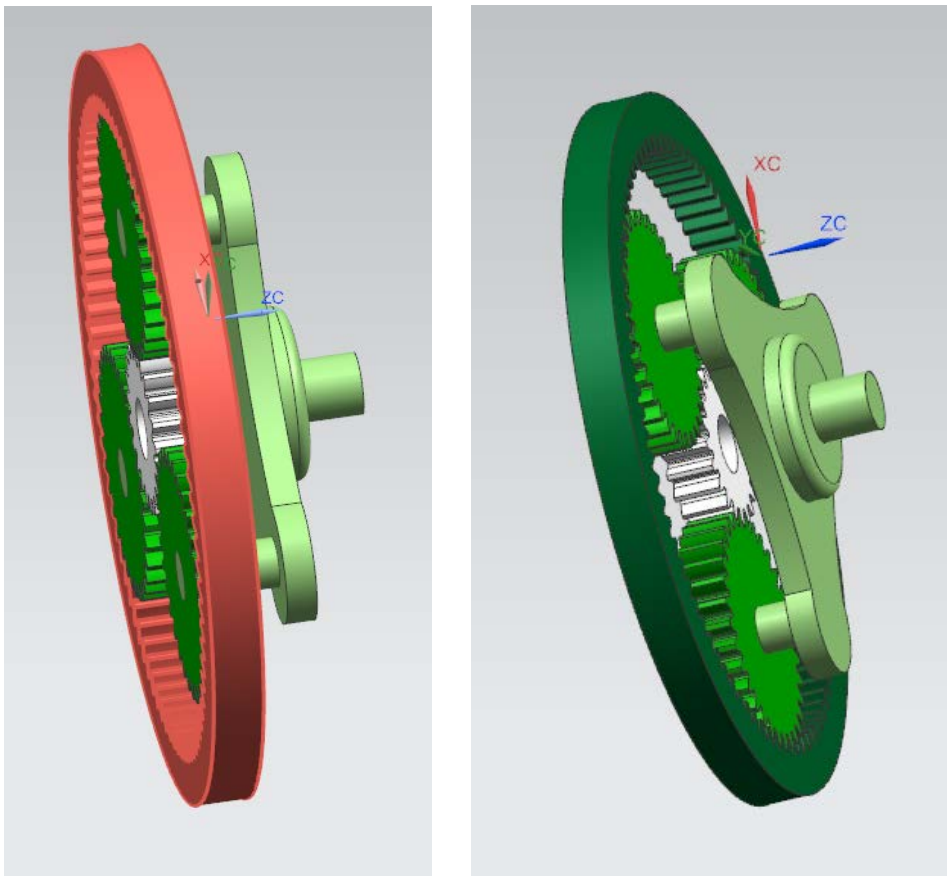


Figura 3.18: Engranaje planetario NX 9.0

Para la elección del número de dientes, tendremos en cuenta que para parejas de engranajes exteriores, como la existente entre 1 y 2, si la rueda menor tiene como número de dientes $Z \geq 17$, la mayor puede tener cualquier valor sin interferencias.

En el caso que nos ocupa de tren epiciloidal se ha de cumplir de entrada la relación de **coaxialidad**, que puede ser mostrada tanto en función de los radios como de los números de dientes ya que $Z = 2 \cdot R/m$:

$$Z_4 = Z_1 + 2 \cdot Z_2$$

$$R_4 = R_1 + 2 \cdot R_2$$

Teniendo en cuenta las condiciones expuestas e intentando conseguir una relación de transmisión adecuada para nuestro mecanismo, tras realizar varias iteraciones llegamos a la conclusión de que la relación entre los engranajes será la siguiente: [19]

$Z_1 = 22$ para el engranaje central o sol,

$Z_2 = 32$ para el engranaje intermedio o satélite,

$Z_4 = 86$ para la corona.

La siguiente relación que se debe cumplir es la de **contigüidad**, la cual nos indica el número máximo de satélites C que se pueden inscribir entre la corona y el sol.

$$C \leq \left[\pi (Z_1 + Z_2) / [Z_2 + 2] \right], \text{ sustituyendo } C \leq 4,99$$

Para hallar el número de satélites efectivo a inscribir se debe recurrir a la condición de **coincidencia**:

$$(Z_1 + Z_4) / C = \text{entero}$$

Esta relación se cumple con los valores de $C = 1, 2, 3, 4$. Tomaremos $C = 3$ como número de satélites. [18]

Una vez que ya tenemos los números de dientes y hemos comprobado que cumplen las condiciones de coaxialidad, contigüidad y coincidencia, el siguiente paso es hallar el valor de la relación de transmisión. Para ellos utilizaremos dos métodos distintos, con el fin de contrastar el resultado. [20]

Comenzaremos con el **método de Willys**, también conocido como el método de la formula, basado en la relación existente entre las velocidades angulares relativas de tres cuerpos en movimiento. Definiremos la relación de transmisión del tren normal:

$$\mu_N = (\omega_F - \omega_B) / (\omega_I - \omega_B)$$

Donde

$\omega_F = \omega_{10}$:velocidad angular relativa final

$\omega_I = \omega_{40}$:velocidad angular relativa inicial

$\omega_B = \omega_{30}$:velocidad angular relativa del brazo

En el primer paso de Willys el brazo queda fijo, de manera que $\omega_B = 0$. Así en la fórmula de la relación de transmisión del tren normal se elimina el término relativo al brazo, quedando lo siguiente:

$$\mu_N = \omega_F / \omega_I = \omega_{10} / \omega_{40}$$

A la hora de desarrollar el cociente tendremos en cuenta los sentidos de giro según los pares de engranajes, de modo que para el engrane entre la corona y el satélite el sentido de giro se mantiene (+), y entre el satélite y el sol el sentido de giro se invierte (-):

$$\mu_N = \omega_F / \omega_I = \omega_{10} / \omega_{40} = [(-)n_1 / n_2] * [(+)n_2 / n_4]$$

$$\mu_N = - n_1 / n_4 = - Z_4 / Z_1$$

En el segundo paso de Willys liberaremos el giro del brazo y bloquearemos la corona, siendo $\omega_{40} = 0$. En la fórmula inicial de eliminamos μ_N el término ω_F :

$$\mu_N = - (\omega_F - \omega_B) / \omega_B = - (\omega_{10} - \omega_{30}) / \omega_{30}$$

Igualamos las expresiones obtenidas para μ_N en los pasos 1 y 2 de Willys para obtener la relación entre la velocidad de entrada y la de salida μ :

$$- Z_4 / Z_1 = - (\omega_{10} - \omega_{30}) / \omega_{30}$$

$$\omega_{10} / \omega_{30} = 1 + (Z_4 / Z_1) = \mu$$

Sustituyendo los valores de Z_1 y Z_4 obtenemos el valor numérico de μ :

$$\mu = 1 + (86 / 22) = 4,909$$

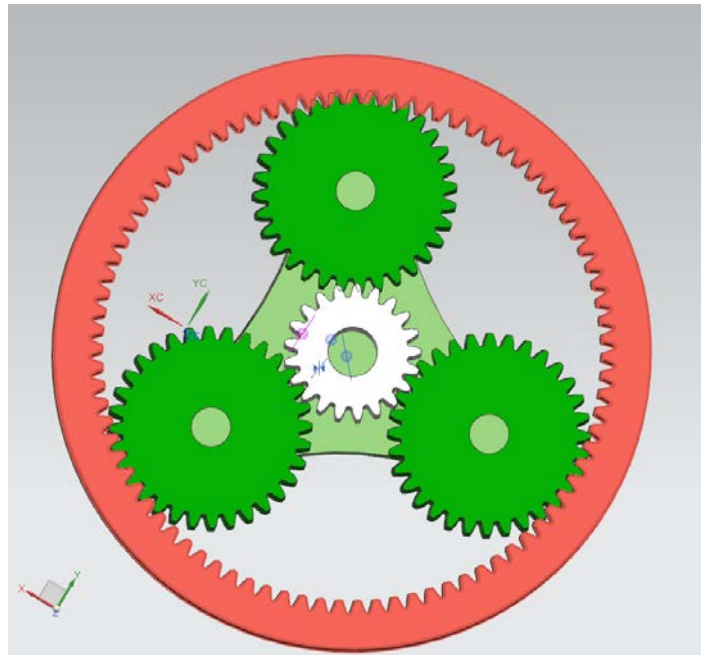


Figura 3.19: Engranaje planetario vista frontal NX 9.0

Otra forma de calcular la relación de transmisión sería de la siguiente manera:

La relación entre cada elemento del engranaje planetario y la velocidad de rotación se indica con la fórmula siguiente:

R Corona

S Engranaje Sol

C Porta-satélites

$$(Z_R + Z_S)N_C = Z_R N_R + Z_S N_S$$

Donde Z es el número de dientes y N la velocidad de rotación.

La relación de transmisión es:

$$\mu = N_S / N_C$$

Del resultado $N_R = 0$ en la fórmula inicial obtenemos

$$(Z_{RF} + Z_{SF})N_C = Z_{SF} N_S$$

Por lo tanto:

$$\mu = N_S / N_C = (Z_{RF} + Z_{SF}) / Z_{SF} = (86 + 22) / 22 = 4,909$$

Cálculo de radios y esfuerzos en las ruedas de engranaje.

Asumiendo un módulo $m = 3\text{mm}$, nos permite hallar el dato del radio primitivo R de cada engranaje:

$$R = Z \cdot m / 2$$

$$R_1 = 33 \text{ mm radio del sol}$$

$$R_2 = 48 \text{ mm radio del satélite}$$

$$R_4 = 129 \text{ mm radio de la corona}$$

$$R_3 = 81 \text{ mm radio del brazo obtenido de la relación de coaxialidad}$$

Como el par máximo al que está sometido el porta-satélites es de $T_3 = 3601,05 \text{ Nm}$, la fuerza tangencial $F_{T\text{total}}$ será:

$$F_{T\text{total}3} = T_3 / R_3 = 44456,79 \text{ N, a repartir entre } C = 3 \text{ satélites}$$

$$F_{T3} = F_{T\text{total}3} / C = 14818,93 \text{ N}$$

Para que el satélite tenga equilibrio de fuerzas tangenciales, la fuerza F_{T4-2} ejercida por la corona sobre el satélite ha de ser de igual módulo y sentido que la F_{T1-2} ejercida por el sol sobre el satélite.

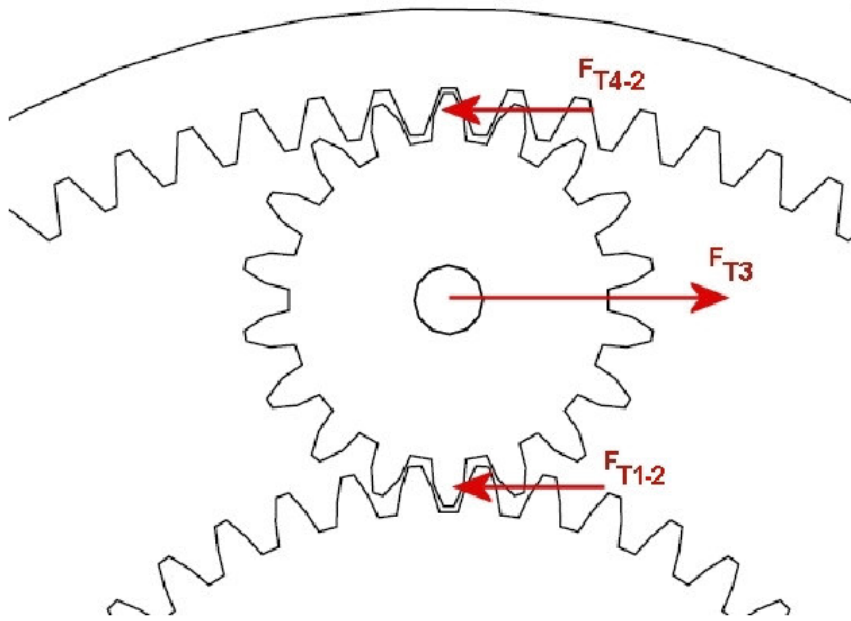


Figura 3.20: Equilibrio de fuerzas tangenciales engranaje planetario

Esto implica que debe haber una fuerza F_{T3} en el centro del engranaje de sentido opuesto y módulo la suma de $F_{T4-2} + F_{T1-2}$. Para comprobar la validez de esta deducción hallaremos el valor de F_{T1} a partir del cálculo del par de salida en el brazo 3.

$$\text{Potencia} = T_1 * \omega_1 = T_3 * \omega_3$$

Los valores de par y velocidad angular son:

$$T_3 = 3601,05 \text{ Nm}$$

$$T_1 = T_3 * (\omega_3 / \omega_1) = 3709,026 / 4,909 = 733,56 \text{ Nm}$$

$$F_{T\text{total}1} = T_1 / R_1 = 22229,09 \text{ N}$$

$$F_{T1} = F_{T\text{total}1} / C = 7409,69 \text{ N}$$

$$F_{T3} = F_{T4-2} + F_{T1-2} = 2 * F_{T4-2} = 2 * F_{T1-2} = 2 * 7409,69 = 14818,93 \text{ N}$$

Queda comprobada la validez del equilibrio de fuerzas tangenciales en cada satélite.

CONCLUSIONES

Una vez detallado el esquema de un engranaje planetario, determinando su número de dientes, radios primitivos y relación de transmisión, en nuestro cabestrante vamos a optar por la colocación de 3 engranajes planetarios en total como el anteriormente citado y analizado. Esta razón está motivada debido a la relación de desmultiplicación que tenemos que conseguir tan elevada en este tipo de sistemas.

Montando en nuestro mecanismo 3 engranajes planetarios de las mismas características que el anterior en cuanto a número de dientes, radios primitivos y relación de transmisión, conseguimos una relación total de transmisión de $4,409^3 = 118$, muy aproximada a la que podría ser la relación de la etapa reductora en un cabestrante de cualquiera de los fabricantes citados al inicio del proyecto.

Con todo esto, finalmente tenemos 3 engranajes planetarios, cada uno de:

$R_1 = 33$ mm radio del sol

$R_2 = 48$ mm radio del satélite

$R_4 = 129$ mm radio de la corona

Y una relación de transmisión total de $118 : 1$

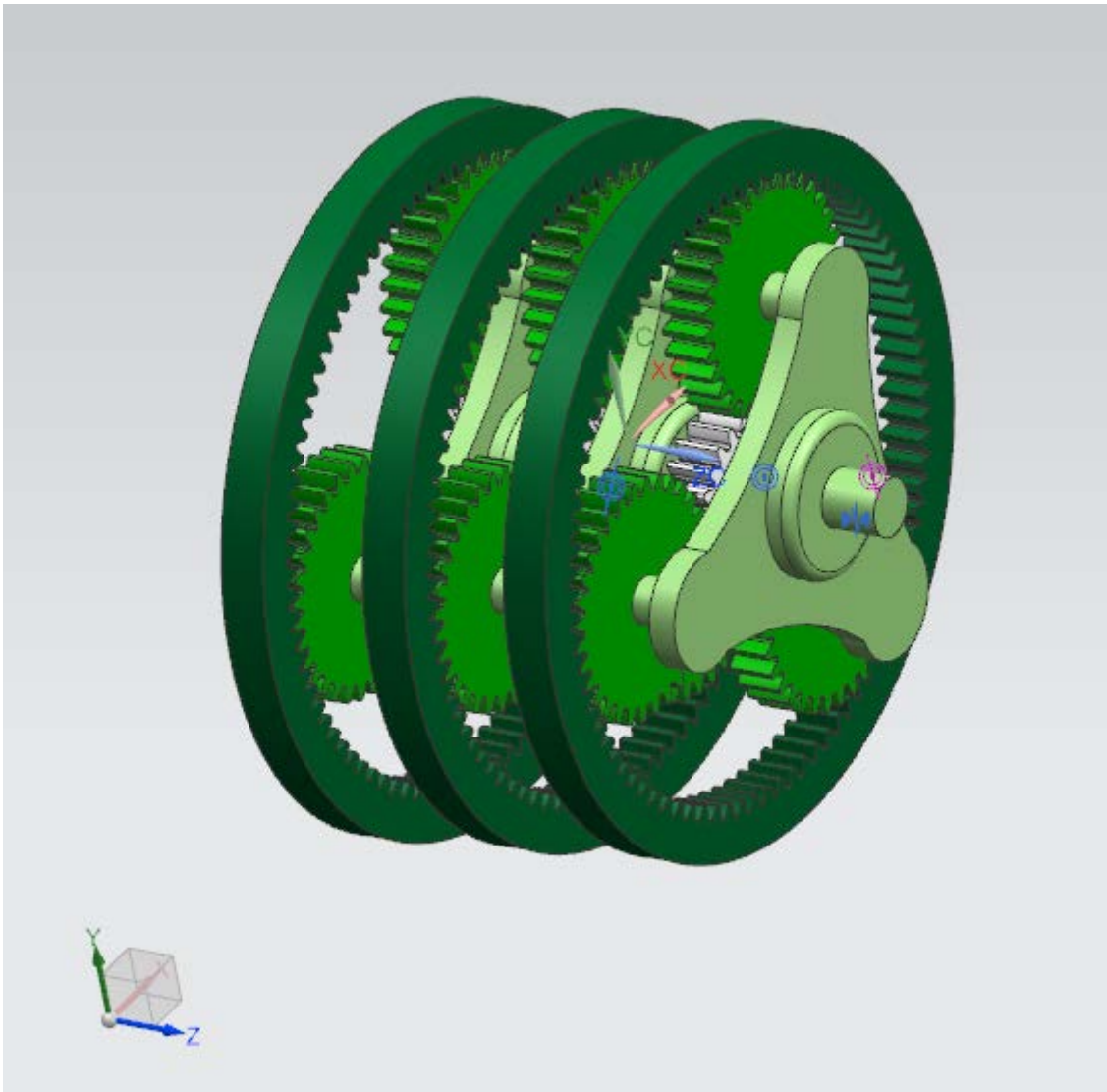


Figura 3.21: Tren epicicloidal engranajes planetarios NX 9.0

Como hemos fijado una velocidad del tambor de 11,5 rpm, con la relación de transmisión diseñada, necesitaremos un motor de $11,5 \cdot 118 = 1357$ rpm.

Existen numerosos motores eléctricos de dichas características, como el siguiente motor comercial que continuación se indica:

Motor de inducción trifásico en jaula de ardilla de 6 Kw, teniendo en cuenta un rendimiento del motor del 95% y una eficiencia del tren de engranajes planetarios del 75%, una frecuencia 50Hz, 2 polos y 1500 rpm que con los variadores de velocidad del que disponen, conseguiríamos adaptarla a nuestras necesidades.

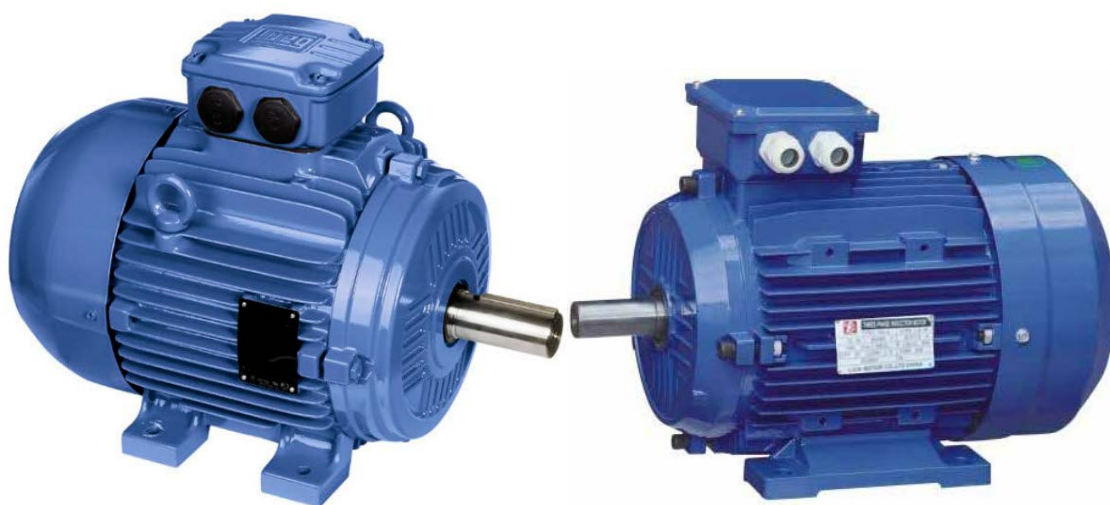


Figura 3.22: Motor de jaula de ardilla

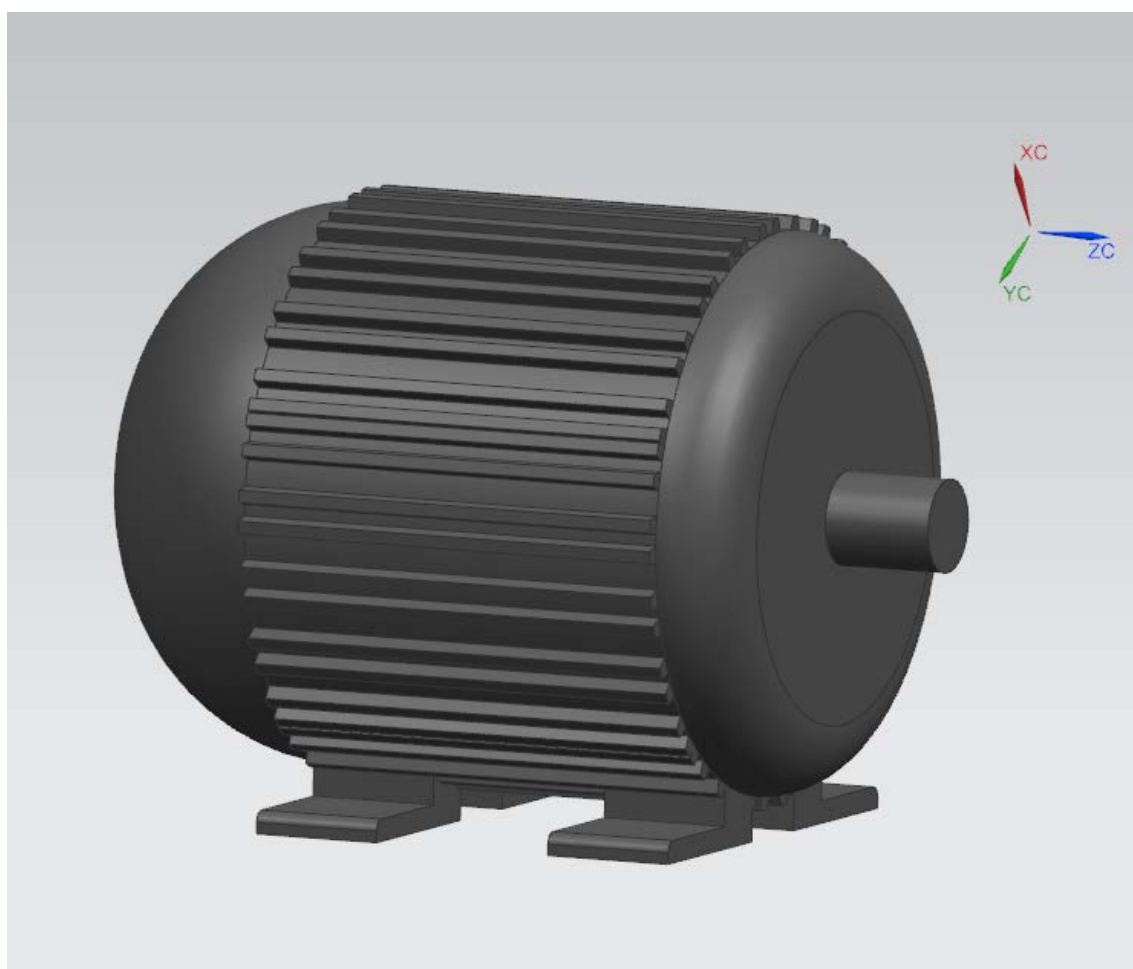


Figura 3.23: Motor NX 9.0

3.8 Cálculo rodamientos

Una vez definido los ejes, conociendo sus dimensiones y las cargas que soporta en sus apoyos, se procede al cálculo de los rodamientos.

Se ha considerado conveniente elegir rodamientos de rodillos cónicos, ya que esta disposición les permite soportar grandes cargas radiales y axiales en ambos sentidos si se montan en contraposición. Además, la resistencia a las cargas axiales es superior a las de los rodamientos radiales de rodillos cilíndricos a rótula, por lo que se ha creído que es la solución idónea por duración y resistencia. El tipo de montaje empleado es el denominado montaje en X.

Se toma la decisión de elegir ambos rodamientos iguales en cada eje, pensando en la facilidad de sustitución si se diese el caso. La elección del rodamiento viene determinada por el tamaño del eje y porque consiga adaptarse a los requerimientos.

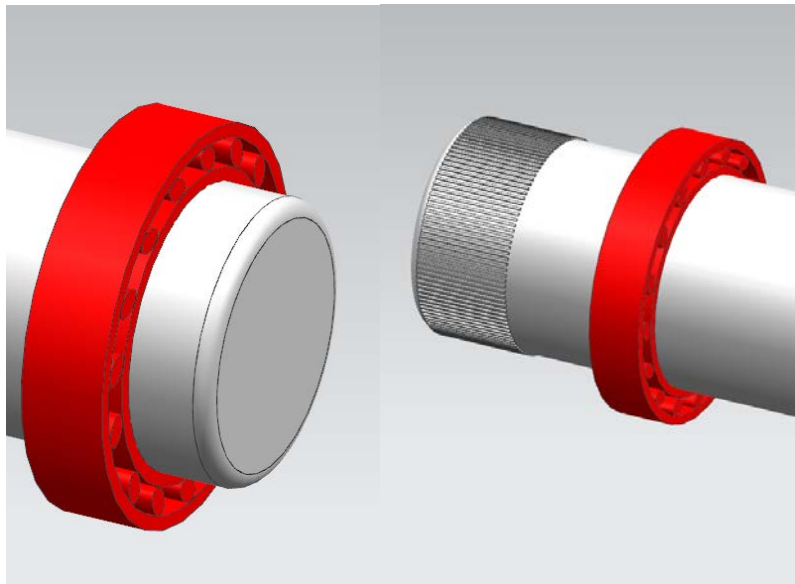


Figura 3.24: Rodamientos de rodillos cónicos NX 9.0

Todos los rodamientos han sido obtenidos y dimensionados a partir de la página de SKF. [25]

3.8.1 Rodamiento Eje 1

- Datos de reacciones en los apoyos:

$$R_{AY} = R_{BY} = 15656,76 \text{ N}$$

$$R_{AZ} = 292 \text{ N}, \quad R_{BZ} = 408 \text{ N}$$

$$R_{BX} = 44212 \text{ N}$$

- Diámetro del eje: 60mm

Se selecciona el rodamiento 31312 J2/Q, que tiene como características:

- $C = 145000 \text{ N}$
- $C_o = 166000 \text{ N}$
- $e = 0,83$
- $Y = 0,72$

Los rodamientos están colocados según el montaje X.

Cálculo

-Rodamiento izquierdo:

$$F_{r1} = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AZ}^2} = \sqrt{15656,76^2 + 292^2} = 15659,48 \text{ N}$$

$$R_1 = \frac{1}{2 \cdot Y} \cdot F_{r1} = \frac{1}{2 \cdot 0,72} \cdot 15659,48 = 10874,63 \text{ N}$$

-Rodamiento derecho:

$$F_a = 44212 \text{ N}$$

$$F_{r2} = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BZ}^2} = \sqrt{15656,76^2 + 408^2} = 15662,075 \text{ N}$$

$$R_2 = \frac{1}{2 \cdot Y} \cdot F_{r2} = \frac{1}{2 \cdot 0,72} \cdot 15662,075 = 10876,44 \text{ N}$$

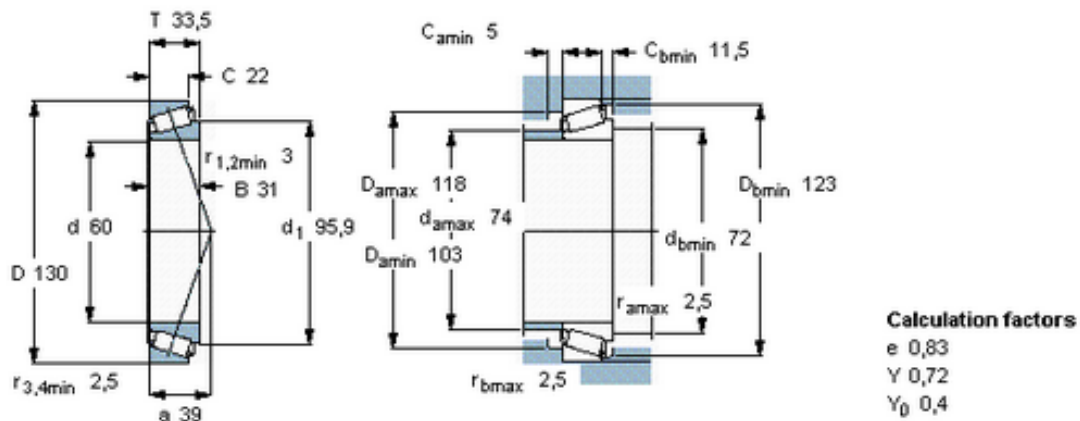


Figura 3.25: Rodamientos de rodillos cónicos eje 1

Desarrollo de los cálculos:

$$¿F_a + R_1 < \text{ó} > R_2 ? \rightarrow 44212 + 10874,63 > 10876,44$$

- En juego $F_{a1} = R_1$
- En apriete $F_{a2} = R_1 + F_a = 10874,63 + 44212 = 55086,63 \text{ N}$

-Rodamiento izquierdo:

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{10874,63}{15659,48} = 0,69 < e \rightarrow X = 1 \quad Y=0;$$

$$P_A = F_{r1} = 15659,48 \text{ N}$$

-Rodamiento derecho:

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{55086,63}{15662,075} = 3,517 > e \rightarrow X = 0,4 \quad Y=0,72$$

$$P_B = X \cdot F_{r2} + Y \cdot F_{a2} = 0,4 \cdot 15662,075 + 0,72 \cdot 55086,6 = 45927,2 \text{ N}$$

Vida de los rodamientos

A partir de los resultados anteriores:

$$L_{A10h} = \left(\frac{C_A}{P_A} \right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{145000}{15659,48} \right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 11,56} = 2403,586 \cdot 10^3 \text{ horas}$$

$$L_{B10h} = \left(\frac{C_B}{P_B} \right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{145000}{45927,2} \right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 11,56} = 66,56 \cdot 10^3 \text{ horas}$$

Ambos rodamientos cumplen los criterios de seguridad y duración requeridos, ya que este tipo de aplicaciones no requieren mucha vida útil.

3.8.1 Rodamiento Eje 2

- Datos de reacciones en los apoyos:

$$\begin{aligned} R_{AZ} &= R_{BZ} = 0 \\ R_{AY} &= 150 \text{ N}, & R_{BY} &= 450 \text{ N} \\ R_{BX} &= 44212,026 \text{ N} \end{aligned}$$

- Diámetro del eje: 50mm

Se selecciona el rodamiento 32010 J2/Q, que tiene como características:

- $C = 76500 \text{ N}$
- $C_o = 91500 \text{ N}$
- $e = 0,43$
- $Y = 1,4$

Los rodamientos están colocados según el montaje X.

Cálculo

-Rodamiento izquierdo:

$$F_{r1} = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AZ}^2} = \sqrt{150^2} = 150 \text{ N}$$

$$R_1 = \frac{1}{2 \cdot Y} \cdot F_{r1} = \frac{1}{2 \cdot 1,4} \cdot 150 = 53,57 \text{ N}$$

-Rodamiento derecho:

$$F_a = 44212 \text{ N}$$

$$F_{r2} = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AZ}^2} = \sqrt{450^2} = 450 \text{ N}$$

$$R_2 = \frac{1}{2 \cdot Y} \cdot F_{r1} = \frac{1}{2 \cdot 1,4} \cdot 450 = 160,71 \text{ N}$$

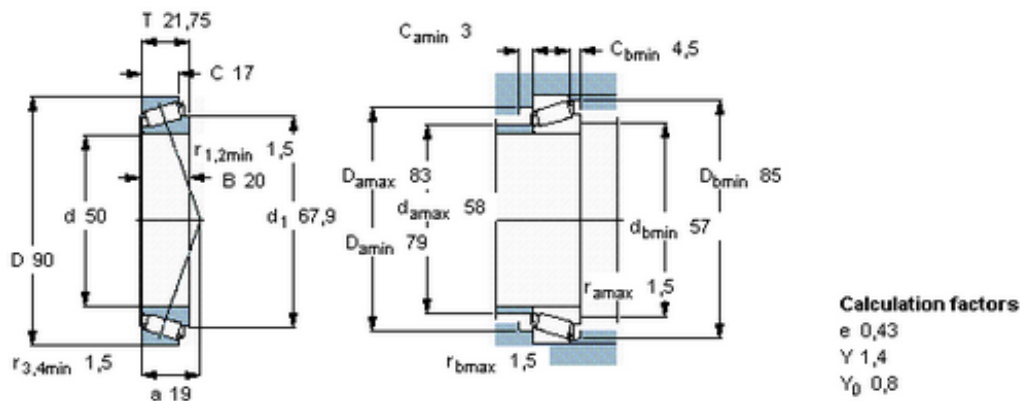


Figura 3.26: Rodamientos de rodillos cónicos eje 1

Desarrollo de los cálculos:

$$\checkmark F_a + R_1 < R_2 ? \rightarrow 44212 + 53,57 > 160,71$$

- En juego $F_{a1} = R_1$
- En apriete $F_{a2} = R_1 + F_a = 53,57 + 44212 = 44265,57 \text{ N}$

-Rodamiento izquierdo:

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{53,57}{150} = 0,357 < e \rightarrow X = 1 \quad Y = 0;$$

$$P_A = F_{r1} = 150 \text{ N}$$

-Rodamiento derecho:

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{44265,57}{450} > e \rightarrow X = 0,4 Y = 1,4$$

$$P_B = X \cdot F_{r2} + Y \cdot F_{a2} = 0,4 \cdot 450 + 1,4 \cdot 44265,57 = 62151,798 \text{ N}$$

Vida de los rodamientos

A partir de los resultados anteriores:

$$L_{A10h} = \left(\frac{C_A}{P_A} \right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{76500}{150} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 11,56} = 1,528 \cdot 10^{12} \text{ horas}$$

$$L_{B10h} = \left(\frac{C_B}{P_B} \right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{76500}{62151,798} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 11,56} = 2,88 \cdot 10^3 \text{ horas}$$

Ambos rodamientos cumplen los criterios de seguridad y duración requeridos, ya que este tipo de aplicaciones no requieren mucha vida útil.

CONCLUSIONES Y FUTUROS TRABAJOS

4 CONCLUSIONES Y FUTUROS TRABAJOS

Durante la realización del proyecto se han ido realizando conclusiones parciales a medida que se iba avanzando en el cálculo y diseño del sistema. Una vez definidos todos estos puntos debemos analizarlos conjuntamente para evaluar los resultados desde una perspectiva global.

En primer lugar se han estudiado las soluciones comerciales existentes en cuanto a cabestrantes en vehículos todoterreno, investigando las diferentes soluciones así como tamaños y capacidades de carga.

A raíz de eso y basándonos en el conocimiento adquirido en la Universidad Carlos III de Madrid en cuanto a cálculo, se han ido diseñando los elementos principales, comprobando y analizando su correcto diseño y resistencia antes las cargas existentes en el mecanismo.

El hecho de usar un software de diseño 3D como el NX 9.0 también nos ha permitido tener una fácil visualización de cada uno de los elementos, ayudando a su visión en cuanto a dimensión y modelaje.

Por lo tanto, podemos concluir que el resultado final de este proyecto ha resultado satisfactorio en cuanto al diseño, cálculo y análisis preliminar de un cabestrante en vehículo todoterreno, obteniendo resultados óptimos en cuanto al dimensionamiento y resistencia a las cargas producidas en el sistema, diseñándose un cabestrante de configuraciones próximas a las soluciones comerciales ya existentes y mencionadas en el primer capítulo.

Según se ha comentado al inicio del proyecto, el objetivo principal del estudio ha sido un primer diseño y análisis preliminar de este tipo de mecanismos de transporte adaptados a vehículos todoterreno. Se han diseñado y calculado los elementos principales adecuando su viabilidad para futuros proyectos.

En esos futuros trabajos, partiendo del ya realizado, la línea a seguir sería el diseño en detalle de todos y cada uno de los componentes y su verificación mediante programas de cálculo más específicos, así como un modelado en detalle de todo el conjunto.

Una vez terminada esta fase, se procedería a someter al mecanismo diseñado a numerosos ensayos de testeo (dureza, capacidad de carga, rotura...) para comprobar que cumple todas las especificaciones.

Finalmente se construiría un prototipo y una vez aprobada su viabilidad se pasaría al diseño y montaje en producción, comercializando su distribución.

BIBLIOGRAFÍA

5 BIBLIOGRAFIA

Documentos electrónicos en la red

- [1] Wikipedia,[<https://es.wikipedia.org/wiki/Cabrestante>] [Última consulta: 15/12/2014]
- [2] Fabricante WARN, [<https://www.warn.com/>] [Última consulta: 28/09/2015]
- [3] Fabricante RAMSEY, [<http://www.ramsey.com/>] [Última consulta: 20/09/2015]
- [4] Fabricante GOODWINCH, [<http://www.goodwinch.com/>] [Última consulta: 17/02/2015]
- [5] Fabricante T-MAX, [<http://www.t-maxwinches.com.au/>] [Última consulta: 18/04/2015]
- [6] Fabricante SUPERWINCH, [<http://www.superwinch.com/>] [Última consulta: 07/07/2015]
- [7] Fabricante MILEMARKER, [<http://milemarker.com/>] [Última consulta: 28/09/2015]
- [8] [[http://www.el4x4.com/cursos básicos de winch](http://www.el4x4.com/cursos_basicos_de_winch)] [Última consulta: 10/07/2015]
- [9] Empresa jdg Ingeniería y homologaciones [<http://jdghomologaciones.com/>]. [Última consulta: 14/05/2015]
- [10] Homologaciones cabestrante [<http://www.mcingenieria.com/>][Última consulta: 14/05/2015]
- [11] Universidad Carlos III de Madrid. Transparencias de Frenos y Embragues como material de clase del Área de Ingeniería de Máquinas. [<http://ocw.uc3m.es/>] Última consulta: 07/07/2015]
- [12] «Apuntes de la asignatura» de Diseño mecánico [<http://www.uc3m.es/>] [Última consulta: 26/09/2015]
- [13] «Apuntes de la asignatura» de Tecnología de Máquinas [<http://www.uc3m.es/>][Última consulta: 08/09/2015]
- [14] Catalogo cables de acero, Empresa “Deacero”, [<http://www.cablesdeacero.com.mx/Anexos/Catalogo.pdf>] [Última consulta: 25/08/2015]

Libros

- [15] VERA MARTÍNEZ, Victoriano V.: Diseño de máquinas, Madrid, 2004 - 2005, Servicio de publicaciones Universidad Politécnica de Madrid, Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Industrial.
- [16] MIRAVETE, Antonio; LARRODÉ Emilio, CASTEJON Luis y CUARTERO Jesus: Los transportes en la ingeniería industrial (teoría), Zaragoza, 1998.
- [17] MIRAVETE, Antonio; LARRODÉ Emilio, CASTEJON Luis y CUARTERO Jesus: Los transportes en la ingeniería industrial (Problemas y prácticas), Zaragoza, 1998.
- [18] MOTT, Robert L.: Diseño de elementos de máquinas, México, 2006, Pearson.
- [19] Teoría general de engranajes UC3M
- [20] SHIGLEY Joseph E., MISCHKE Charles R. Diseño en Ingeniería Mecánica, 6ª ed. McGraw Hill, 2002.
- [21] SPOTTS M.F., SHOUP T.E. Elementos de máquinas, 7ª Edición, Prentice Hall
- [22] ANGULO Carlos, LOPEZ LACALLE Luis Norberto y otros, Elementos de máquinas, Escuela Técnica Superior de Ingeniería, Bilbao 2007
- [23] NORTON Robert, L., Diseño de máquinas, Pearson
- [24] Fundamentos del KBE (Knowledge Based Engineering) Aplicación al diseño de engranajes de ejes paralelos con Catia v5
- [25] Catálogo SKF. <> <http://www.skf.com/>
- [26] MERIAM J.L. – KRAIGE L.G.: ESTÁTICA. Mecánica para ingenieros. 3ª Edición EDITORIAL REVERTÉ, S.A.

Patentes

- [27] Patentes cabestrante, [www.google.st/patents; www.google.es/patents] [Última consulta: 14/05/2015]